

Untersuchung strömungsmechanischer und thermischer Vorgänge innerhalb des Absorberrohrs eines salzbasierten Parabolrinnenkraftwerks

Diplomarbeit

von

Michael Munini

Matrikel-Nr. 2336701

Betreuer: Dr.-Ing. Michael Wittmann

Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt

Institut für Solarforschung

Erstprüfer: apl. Prof. Dr.-Ing. Holger Class

Institut für Wasser- und Umweltsystemmodellierung

Lehrstuhl für Hydromechanik und Hydrosystemmodellierung

Universität Stuttgart

Oktober 2012

Eidesstattliche Erklärung

Hiermit versichere ich, die vorliegende Arbeit selbständig und ohne Hilfe Dritter angefertigt zu haben. Gedanken und Zitate, die ich aus fremden Quellen direkt oder indirekt übernommen habe sind als solche kenntlich gemacht. Diese Arbeit hat in gleicher oder ähnlicher Form noch keiner Prüfungsbehörde vorgelegen und wurde bisher nicht veröffentlicht.

_____, den _____

Unterschrift

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	IV
Tabellenverzeichnis	VI
Abkürzungsverzeichnis	VII
Symbolverzeichnis	VIII
1 Einleitung und Aufgabenstellung	10
2 Solarthermische Parabolrinnenkraftwerke	12
2.1 Prinzipieller Aufbau	12
2.2 Kollektorfeld.....	13
2.3 Absorberrohr.....	16
2.4 Wärmeträgermedium	18
3 Theoretische Grundlagen	20
3.1 Rohrhydraulik.....	20
3.2 Wärmeübertragung	24
3.2.1 Wärmeleitung.....	24
3.2.2 Konvektiver Wärmeübergang	24
3.2.3 Wärmestrahlung.....	29
3.3 Erhaltungsgleichungen	30
3.3.1 Massenerhaltung	30
3.3.2 Impulserhaltung	30
3.3.3 Energieerhaltung	31
3.4 Numerische Strömungsmechanik	32
3.4.1 Diskretisierung.....	32
3.4.2 Fehlerquellen.....	33
3.4.3 Turbulenzmodellierung.....	33
3.5 ANSYS CFX	34
4 Modellbeschreibung.....	36
4.1 Vereinfachte Modelle	36
4.2 Stationäre Modellierung des Absorberrohrs.....	36
4.2.1 Modellbeschreibung und Vorbereitung	36
4.2.2 Netzgenerierung.....	39
4.2.3 Implementierung der Wärmeverluste.....	43
4.2.4 Implementierung der Randbedingungen	44

4.2.5	Zusätzliche Einstellungen	46
4.3	Instationäre Modellierung - stagnierendes WTM.....	47
4.3.1	Modellbeschreibung und Vorbereitung	47
4.3.2	Netzgenerierung.....	48
4.3.3	Randbedingungen	49
4.3.4	Zusätzliche Einstellungen	50
5	Simulationsergebnisse und Diskussion.....	51
5.1	Stationäre Simulation	51
5.1.1	Qualitätskontrolle.....	51
5.1.2	Analyse der Wärmeübergänge	55
5.1.3	Analyse der Wärmeverluste	59
5.2	Instationäre Simulation.....	64
5.2.1	Überhitzung des WTM	64
5.2.2	Abkühlung des WTM	69
6	Zusammenfassung und Ausblick	74
	Literaturverzeichnis	76
	Anhang	78

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1:	Schematischer Aufbau eines salzbasierten solarthermischen Parabolrinnenkraftwerks	13
Abbildung 2.2:	Kollektorsegment und Kollektorfeld der Anlagen Andasol I und II [3][5] .	14
Abbildung 2.3:	Konzentration eines Parabolrinnenkollektors [4]	14
Abbildung 2.4:	Aufbau Hochtemperaturabsorberrohr der Firma Schott [4].....	16
Abbildung 2.5:	Dichte und dynamische Viskosität von Solar Salt	18
Abbildung 2.6:	Wärmeleitfähigkeit und spezifische Wärmekapazität von Solar Salt.....	19
Abbildung 3.1:	Grenzschichtströmungsprofile (links: umströmte Platte; rechts: Rohrströmung) [8]	20
Abbildung 3.2:	Turbulente Rohrströmung - Kräftebilanz [8].....	22
Abbildung 3.3:	Geschwindigkeitsprofile in der viskosen Unterschicht und der wandnahen Schicht [11].....	23
Abbildung 3.4:	Verlauf der turbulenten Strömungsgeschwindigkeit und Temperatur im Rohrquerschnitt [12]	26
Abbildung 4.1:	Bestrahlung des Absorberrohrs.....	37
Abbildung 4.2:	Bereich der zu erwartenden Reynolds-Zahlen beim stationären Modell.....	38
Abbildung 4.3:	Verwendung des O-Grid-Blocks.....	40
Abbildung 4.4:	Zweidimensionale Darstellung Fluidnetz 3	42
Abbildung 4.5:	Dreidimensionale Darstellung des Rohrwandnetzes	43
Abbildung 4.6:	Temperaturabhängige Wärmeverluste an der äußeren Rohrwand.....	44
Abbildung 4.7:	Inhomogenes Wärmestromdichteprofil aus Messdaten	46
Abbildung 5.1:	Mittlere Nußelt-Zahl bei steigender Netzfeinheit	52
Abbildung 5.2:	Verlauf der Geschwindigkeit bzw. Temperatur entlang der Rohrachse	53
Abbildung 5.3:	Verlauf der Nußelt-Zahlen bei einer Testsimulation	54
Abbildung 5.4:	Absorberrohrmodell mit einer solaren Einstrahlung von 400 W/m^2	55
Abbildung 5.5:	Temperaturprofil als Differenz zur mittleren Fluidtemperatur (solare Einstrahlung: 650 W/m^2)	56
Abbildung 5.6:	Verlauf von Wärmeübergangskoeffizient und Wärmezufuhr (solare Einstrahlung: 650 W/m^2)	57
Abbildung 5.7:	Vergleich der mittleren Wärmeübergangskoeffizienten	57
Abbildung 5.8:	Vergleich der Rohrwandtemperatur bei verschiedenen Einstrahlungsintensitäten	58

Abbildung 5.9: Fehleranalyse der Verlustfunktionen bei Verwendung des vereinfachten Einstrahlungsprofils	61
Abbildung 5.10: Fehleranalyse für die gemittelte Wärmeverlustfunktion.....	62
Abbildung 5.11: Vergleich der Berechnung der Wärmeverluste.....	63
Abbildung 5.12: Netz- und Zeitschrittanalyse der instationären Überhitzungssimulation	64
Abbildung 5.13: Temperaturanalyse während des Aufheizvorgangs des WTM	65
Abbildung 5.14: Temperaturprofile während der Aufheizung des WTM	66
Abbildung 5.15: Energiebilanz an der Rohrwand (Aufheizung)	67
Abbildung 5.16: Verlauf von Temperatur und Geschwindigkeit am kritischen Bereich	68
Abbildung 5.17: Zeitschrittanalyse der instationären Abkühlungssimulation	69
Abbildung 5.18: Temperaturanalyse in den ersten fünf Minuten des Abkühlvorgangs	70
Abbildung 5.19: Temperaturprofile während der Abkühlung des WTM	71
Abbildung 5.20: Energiebilanz an der Rohrwand (Abkühlung)	72
Abbildung 5.21: Verlauf von Temperatur und Geschwindigkeit am Beobachtungspunkt	73
Abbildung A.1: Netz A - C des Fluidbereichs für die instationäre Simulation	78
Abbildung A.2: Netz 1 - 5 des Fluidbereichs für die stationäre Simulation.....	79
Abbildung B.3: Konvergenzverlauf (stationär, DNI 850 W/m ²).....	81
Abbildung B.4: Konvergenzverlauf (stationär, DNI 650 W/m ²).....	82
Abbildung B.5: Konvergenzverlauf (stationär, DNI 400 W/m ²).....	83
Abbildung B.6: Konvergenzverlauf (instationär, turbulent DNI 850 W/m ²)	84
Abbildung B.7: Konvergenzverlauf (instationär, DNI 0 W/m ²).....	85

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1:	Datenzusammenstellung des ASE Absorberrohrs [21]	17
Tabelle 2:	Stoffeigenschaften des Absorberrohrstahls [22].....	17
Tabelle 3:	Berechnung der Stoffeigenschaften von Solar Salt [7]	19
Tabelle 4:	Massenströme zu bestimmten DNI-Werten	38
Tabelle 5:	Netzdaten des Fluidbereichs für das stationäre Modell.....	41
Tabelle 6:	Netzdaten für die Rohrwand.....	42
Tabelle 7:	Randbedingungen Absorberrohr Außenwand	45
Tabelle 8:	Ergebnisse zu den Berechnungen der Rayleigh-Zahlen.....	48
Tabelle 9:	Netzdaten des Fluidbereichs für das instationäre Modell.....	49
Tabelle 10:	Zeitschritte für die instationären Simulationen	50
Tabelle 11:	Mittlere Fluidtemperaturen mit entsprechenden Wärmeverlusten (vereinfachtes Einstrahlungsprofil)	59
Tabelle 12:	Parameter der Wärmeverlustgleichungen beim vereinfachten Einstrahlungsprofil.....	60
Tabelle 13:	Mittlere Fluidtemperaturen mit entsprechenden Wärmeverlusten (gemessenes Einstrahlungsprofil)	60
Tabelle 14:	Parameter der Wärmeverlustgleichungen beim gemessenen Einstrahlungsprofil.....	60

Abkürzungsverzeichnis

DLR	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt
WTM	Wärmeträgermedium
CFD	Computational Fluid Dynamics (numerische Strömungssimulation)
DNI	direct normal irradiance (Direktnormalstrahlung)
PSA	Plataforma Solar de Almeria (Spanien)
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations
RMS	Root Mean Square (quadratischer Mittelwert)
DNS	Direkte numerische Simulation
SST	Shear Stress Transport
CEL	CFX Expression Language
CFX	ANSYS Software zur numerischen Strömungssimulation (CFD)
SEGS	Solar Energy Generating Systems
MENA	Middle East, North Africa

Symbolverzeichnis

a) Lateinische Symbole

A	Fläche	m^2
B	Breite	m
c_p	Wärmekapazität (bei konstantem Druck)	$\text{J} / \text{kg K}$
D	Durchmesser	m
f	Fokallänge (Brennweite)	m
Gr	Grashof-Zahl	-
h	spezifische Enthalpie	J / kg
L	Länge	m
\dot{m}	Massenstrom	kg / s
Nu	Nußelt-Zahl	-
Pr	Prandtl-Zahl	-
\dot{Q}	Wärmestrom	W
\dot{q}	Wärmestromdichte	W
Ra	Rayleigh-Zahl	-
Re	Reynolds-Zahl	-
r	Radius	m
T	Temperatur	K
U	Umfang	m
u_τ	Wandschubspannungsgeschwindigkeit	m/s
u, v, w	Geschwindigkeitskomponenten	m/s
x, y, z	kartesische Raumkoordinaten	m

b) Griechische Symbole

α	Wärmeübergangskoeffizient	W / m ² K
β	thermischer Ausdehnungskoeffizient	1/K
$\Delta\vartheta_{\log}$	logarithmische Temperaturdifferenz	°C
ε	Emissionsgrad	-
κ	von-Karman-Konstante	-
λ	Wärmeleitfähigkeit	W / m K
μ	dynamische Viskosität	Pa s
η_{opt}	optischer Wirkungsgrad	-
ρ	Dichte	kg / m ³
σ	Stefan-Boltzmann-Konstante	W / m ² K ⁴
ϑ	Temperatur	°C
ϑ_F	Fluidtemperatur	°C
ϑ_W	Wandtemperatur	°C
τ	Schubspannung	N/m ²
τ_W	Wandschubspannung	N / m ²
ν	kinematische Viskosität	m ² /s
ζ	Druckverlustbeiwert	-

1 Einleitung und Aufgabenstellung

Im Zuge des steigenden globalen Energiebedarfs, einerseits durch die westlichen Industrienationen, andererseits durch die wachsenden Volkswirtschaften der Schwellen- und Entwicklungsländer, sind innovative Energietechnologien gefragt, die sich von der Forschung und Entwicklung bis hin zu einer praktischen Umsetzung und Markteinführung erstrecken. Deutliche Verknappungstendenzen fossiler Energieträger und verschärfte Umweltauflagen untermauern diese Problemstellung und verlagern umsetzbare Lösungen in einen wirtschaftlichen Interessensbereich. Ein besonderer Fokus wird dabei auf die erneuerbaren Energien gelegt, die einen signifikanten Beitrag zum Umstieg auf eine saubere und nachhaltige Energieversorgung leisten können. Hier weisen insbesondere die Wind- und Solarenergie noch großes Wachstumspotential auf.

Die DESERTEC Foundation sieht als globale Initiative vor, die sonnenreichen Wüstengebiete der MENA Region (Middle East, North Africa) unter anderem mit Anlagen zur Nutzung solarthermischer Energie für eine zukunftsweisende Energieversorgung auszubauen. Um neben dem Eigenbedarf der betroffenen Länder eine Nutzung in den europäischen Ländern zu gewährleisten, ist allerdings auch ein entsprechender Ausbau des Stromnetzes erforderlich.[1]

Neben den punktfokussierenden Solarturmanlagen gehören die linienfokussierenden Parabolrinnenanlagen zu den Hauptvertretern solarthermischer Kraftwerke.

Der erste kommerzielle Betrieb eines Parabolrinnenkraftwerks (SEGS I) wurde ab Mitte der 80er Jahre in den USA (Kalifornien) umgesetzt, es folgten weitere acht Anlagen (SEGS II-IX) die mittlerweile zusammen mit einer Gesamtleistung von über 350 MW arbeiten.

In Europa bildet Südspanien günstige Standortvoraussetzungen, wo unter anderen seit 2011 die drei Parabolrinnenkraftwerke Andasol I-III in Aldeire (Granada) mit einer Gesamtleistung von etwa 150 MW betrieben werden. [28]

Bei Parabolrinnenkraftwerken werden die Sonnenstrahlen mittels rinnenförmiger Parabolspiegel auf ein fluiddurchströmtes Absorberrohr konzentriert, um in weiteren Schritten die Wärme zur elektrischen Energieerzeugung zu nutzen. Als Wärmeträgerfluid wird dabei nach heutigem Stand der Technik in den kommerziellen Kraftwerken ein synthetisches Öl verwendet, das allerdings mit einigen Nachteilen verbunden ist. Als alternatives Medium wird hier seit einiger Zeit an verschiedenen Salzschnmelzen geforscht, welche im Bereich der Wärmespeicherung gegenwärtig bereits zum Einsatz kommen. Die Absenkung der Stromerzeugungskosten durch Verbesserungen des Wirkungsgrads stehen neben den Umwelt- und Sicherheitsaspekten im Vordergrund.

Siemens Energy will in Zusammenarbeit mit dem deutschen Zentrum für Luft und Raumfahrt (DLR) und anderen Industriepartnern bis Anfang 2013 eine Parabolrinnenanlagentestanlage für den Betrieb mit geschmolzenem Salz in Portugal errichten. In der Anlage sollen verbesserte Salzschnmelzen, angepasstes Anlagendesign und geeignete Betriebskonzepte getestet werden.

In Sizilien existiert bereits ein Demonstrationskraftwerk, bei dem geschmolzenes Salz als Wärmeträgermedium eingesetzt wird.

Im Rahmen dieser Diplomarbeit sollen die strömungsmechanischen und thermischen Vorgänge innerhalb des Absorberrohrs einer salzbasierten solarthermischen Parabolrinnenanlage untersucht werden. Um die bisherigen vereinfachten Annahmen homogener Temperaturverteilungen auf einen neuen Stand zu bringen, soll ein Modell des Absorberrohrs mit Hilfe der Strömungssimulationssoftware ANSYS CFX 14.0 erstellt werden. Dadurch kann ein näherer Aufschluss über die Temperaturprofile innerhalb des Wärmeträgermediums und der Rohrwand in Abhängigkeit von den Einstrahlungsbedingungen gegeben werden. Weiterhin wird dadurch eine genaue Untersuchung der Wärmetransporte und der entstehenden Wärmeverluste ermöglicht. Ebenso kann die Notfallsituation einer Überhitzung oder Unterkühlung des Wärmeträgerfluids durch einen möglichen Ausfall der Pumpen simuliert werden. Zielsetzung ist dabei eine Einschätzung der Zeit bis kritische Zersetzungs- bzw. Erstarrungstemperaturen entstehen können, die bei der Planung von Notfallsystemen zu berücksichtigen ist. Die vorliegende Strömung soll dabei im einphasigen Bereich simuliert werden.

Zunächst wird in Kapitel 2 der generelle Aufbau eines salzbasierten solarthermischen Parabolrinnenkraftwerks beschrieben. Die zugehörigen Komponenten und vor allem auch das Absorberrohr werden einführend dargestellt. Kapitel 3 soll die theoretischen Grundlagen bezüglich der Rohrströmung und Wärmeübertragung erläutern. Die systembeschreibenden Erhaltungsgleichungen liefern die Überleitung zur Erklärung der numerischen Strömungsmechanik und untermauern somit die Vorgehensweise bei der CFD Simulation. In Kapitel 4 soll der Aufbau des Absorberrohrmodells von der Netzgenerierung bis hin zur Implementierung der Randbedingungen beschrieben werden. Anschließend werden in Kapitel 5 die gewonnenen Ergebnisse der Simulationen diskutiert. Kapitel 6 soll eine Zusammenfassung und einen Ausblick für weitere Möglichkeiten zur Nutzung der Modelle dieser Diplomarbeit liefern.

2 Solarthermische Parabolrinnenkraftwerke

Im diesem Kapitel soll eine Einleitung in das Themengebiet der salzbasierten solarthermischen Parabolrinnenkraftwerke gegeben werden.

Zunächst wird kurz auf den prinzipiellen Aufbau und die Funktionsweise solcher Anlagen eingegangen, im Anschluss sollen das Kollektorfeld mit dem zu simulierenden Absorberrohr und das verwendete Wärmeträgermedium näher betrachtet werden.

2.1 Prinzipieller Aufbau

Solarthermische Parabolrinnenkraftwerke sind technische Anlagen die mit Hilfe von Sonnenenergie eine Erzeugung von elektrischem Strom ermöglichen. Im Vergleich zu photovoltaischen Anlagen geschieht dies, wie der Name schon vermuten lässt, nicht über die direkte Umwandlung in elektrische Energie, sondern über eine thermische Nutzung der Sonneneinstrahlung.

Die Wärmeaufnahme erfolgt über ein Kollektorfeld aus langen, parabolisch geformten Spiegeln, welche die eintreffende Strahlung auf ein fluiddurchströmtes Absorberrohr konzentrieren. Das Fluid übernimmt dabei die Funktion eines Wärmeträgermediums und kann somit die Energie an ein entsprechendes Speichersystem weitertransportieren. Der Vorteil der sich daraus ergibt ist, dass Wärme im Vergleich zu elektrischer Energie relativ kostengünstig und effektiv gespeichert werden kann. Dadurch ist es möglich, das stark fluktuierende Angebot der solaren Einstrahlung je nach Tageszeit und Wetterlage auszugleichen, um den Nutzungsgrad des Systems zu optimieren und eine bedarfsgerechte Bereitstellung des Stroms zu gewährleisten.

Abbildung 2.1 zeigt den schematischen Aufbau eines salzbasierten solarthermischen Parabolrinnenkraftwerks. Dabei kommt als Wärmeträgermedium im Kollektorfeld und Speichersystem eine Salzmischung (grün) zum Einsatz, die über die gesamte Anlage stets in flüssiger Form vorliegt, und somit immer oberhalb der Erstarrungstemperatur gehalten werden muss. In Kapitel 2.4 wird Salz als Wärmeträgermedium näher erläutert.

Im Kraftwerksblock erfolgt die Umwandlung der thermisch gespeicherten Energie in elektrische Energie. Dies erfolgt über einen integrierten Dampfkreislauf (blau), wie er aus konventionellen Kraftwerken bekannt ist (Clausius-Rankine-Prozess). Dabei wird mit Hilfe der zu Verfügung stehenden Wärme das Speisewasser über mehrere Wärmetauscher (Economiser, Verdampfer, Überhitzer) zu Dampf erhitzt, wodurch eine Turbine mit angeschlossenem Generator angetrieben werden kann.

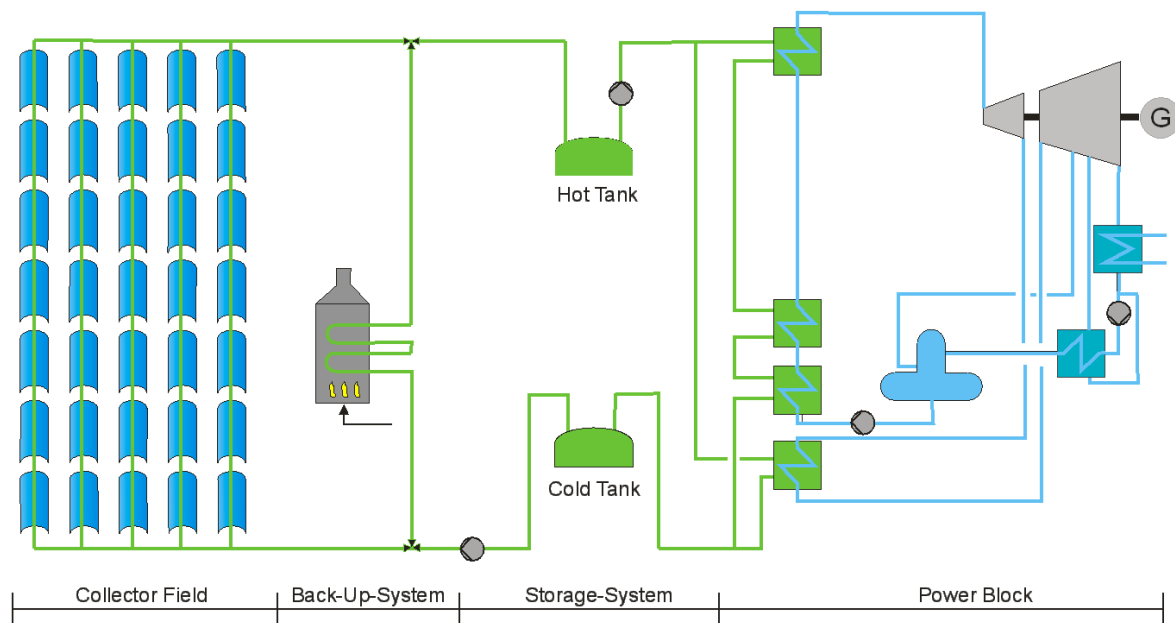


Abbildung 2.1: Schematischer Aufbau eines salzbasierten solarthermischen Parabolrinnenkraftwerks

Das Speichersystem, das den Kraftwerksblock mit der nötigen Wärmeenergie versorgt, ist in einen heißen (ca. 550 °C) und einen "kalten" (ca. 290 °C) Tank aufgeteilt. Bei ausreichender Sonneneinstrahlung wird das Salz vom kalten Tank über das Kollektorfeld in den heißen Tank gepumpt. Als Backup-System kann anstatt der solaren Wärmezufuhr auch ein Hilfsbrenner mit fossilem Brennstoff eingesetzt werden.

Analog wird beim Kraftwerksbetrieb das Salz vom heißen Tank über die Wärmetauscher zum kalten Tank gepumpt, um einen gewissen Teil der Wärme an den Dampfkreislauf zur Stromproduktion abzugeben.

Um eine Erstarrung des Wärmeträgerfluids im Kollektorfeld zu vermeiden, muss in der Nacht der Salzkreislauf aufrechterhalten werden. Dabei kann auch das Back-Up-System mit fossilem Brennstoff zum Einsatz kommen.

2.2 Kollektorfeld

Das Kollektorfeld ist dafür zuständig, die zur Verfügung stehende solare Energie möglichst effektiv über die rinnenförmigen Parabolspiegel auf das Absorberrohr zu konzentrieren.

Durch die Konzentration kann nur der senkrecht einfallende, direkte Teil der Strahlung (engl. Direct Normal Irradiation - DNI) genutzt werden, deshalb ist es notwendig, dass die Kollektoren über den Tagesverlauf dem Sonnenstand zumindest einachsigt nachgeführt werden.

Abbildung 2.2 zeigt zur Veranschaulichung einen Kollektor mit Absorberrohr (links) und das gesamte Kollektorfeld der Parabolrinnenanlagen Andasol I und II in Andalusien, Spanien (rechts).



Abbildung 2.2: Kollektorsegment und Kollektorfeld der Anlagen Andasol I und II [3][5]

Heutige, kommerziell eingesetzte Parabolrinnenkollektoren für Hochtemperaturanwendungen haben eine Breite B_K (Aperturweite) von 4 m bis 6 m und eine Länge L_K von 100 m bis 150 m. In Serie geschaltet bilden jeweils vier bis sechs Kollektoren eine ca. 600 m lange Kollektorschleife, die je nach Auslegung des Kraftwerks beliebig oft parallel erweitert werden und zusammen das gesamte Kollektorfeld des Kraftwerks ergeben [2].

Die Form des Parabolspiegels mit einer Fokallänge f (Brennweite) lässt sich in x- und y-Richtung, (vgl. Abbildung 2.3), allgemein durch die Funktion

$$y = \frac{x^2}{4f} \quad (2.1)$$

beschreiben. Sie spielt bei der Berechnung des bestrahlten Flächenanteils am Absorberrohr eine wesentliche Rolle.

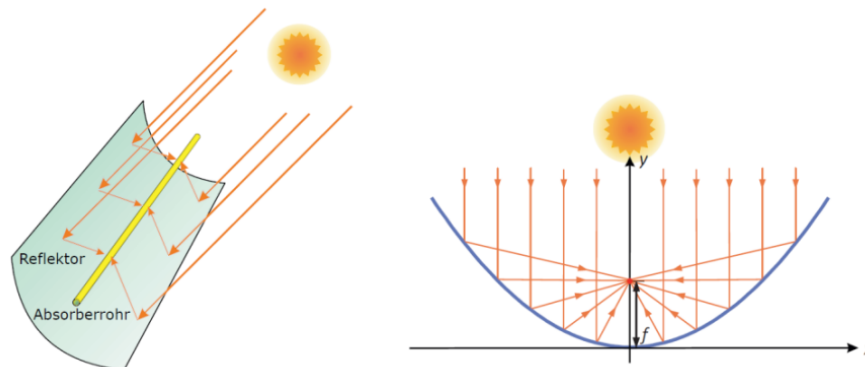


Abbildung 2.3: Konzentration eines Parabolrinnenkollektors [4]

Mit der oben erwähnten direkten normalen Einstrahlungsleistung (DNI) und der Aperturfläche $A_K = L_K \cdot B_K$ eines Kollektors lässt sich unter Berücksichtigung eines optischen Wirkungsgrades η_{opt} die am Absorberrohr auftreffende konzentrierte Strahlung \dot{Q}_{abs} über eine Kollektorschleife mit n Kollektoren berechnen:

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{q}_{DNI} \cdot n \cdot A_K \cdot \eta_{opt} \quad (2.2)$$

Der optische Wirkungsgrad hängt von diversen Verlusten ab, die mit der Konzentration der einfallenden Sonnenstrahlung verbunden sind.

Hierzu zählen die sogenannten Kosinusverluste, die mit einer einachsigen Nachführung der meist schräg einfallenden Solarstrahlung nicht vermieden werden können, ebenso die daraus resultierenden Kollektorendverluste. Je nach Tageszeit können sich bei niedrigem Sonnenstand die Kollektoren zum Teil auch gegenseitig verschatten.

Schließlich wird die auf den Spiegel treffende Strahlung durch einen entsprechenden Reflexionsgrad nicht komplett reflektiert und kann durch eventuelle Verschmutzungen oder Verformung der Spiegel eine gewisse Streuung erfahren, die zu zusätzlichen Verlusten führt. Um den Gesamtwirkungsgrad des Kraftwerks zu erhalten sind, deshalb regelmäßige Reinigungen der Spiegelflächen zwingend erforderlich. Letztlich kommen noch weitere optische Verluste direkt am Absorberrohr hinzu, auf die im folgenden Kapitel eingegangen wird. Im Rahmen dieser Diplomarbeit sollen alle optischen Verluste allgemein in dem Faktor $\eta_{opt} (\leq 1)$ berücksichtigt werden.

Die effektiv nutzbare Leistung \dot{Q}_{eff} einer Kollektorschleife ergibt sich aus der am Absorberrohr absorbierten Solarstrahlung \dot{Q}_{abs} abzüglich der temperaturbedingten Wärmeverluste \dot{Q}_{loss} .

$$\dot{Q}_{eff} = \dot{Q}_{abs} - \dot{Q}_{loss} \quad (2.3)$$

Die temperaturabhängigen Wärmeverluste \dot{Q}_{loss} werden an späterer Stelle noch ausführlich behandelt.

Unter Berücksichtigung der in Kapitel 2.1 angegebenen Nenntemperaturen der Speichertanks der salzbasierten Parabolrinnenanlage ergibt sich über eine Kollektorschleife für das Wärmeträgermedium (WTM) eine Temperaturerhöhung ΔT_{WTM} von ca. 260 K.

Nach dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik berechnet sich somit je nach effektiver Wärmezufuhr \dot{Q}_{eff} ein für das Wärmeträgermedium erforderlicher Massenstrom

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_{eff}}{c_p \cdot \Delta T_{WTM}} \quad , \quad (2.4)$$

mit der stoffabhängigen, spezifischen Wärmekapazität c_p des Wärmeträgermediums.

Der Kollektormassenstrom muss also je nach Intensität der Sonneneinstrahlung stets nachgeregelt werden, um eine konstante Austrittstemperatur aus dem Kollektorfeld bzw. Eintrittstemperatur in den heißen Speichertank sicherzustellen.

2.3 Absorberrohr

Das Absorberrohr im Kollektorfeld der Parabolrinnenanlage bildet den Schwerpunkt der vorliegenden Arbeit. Der Aufbau des Rohres muss so gestaltet sein, dass es die vom Kollektor eintreffende Strahlungsenergie bestens absorbiert und an das strömende Wärmeträgermedium weitergeleitet wird, wohingegen die Wärmeverluste an die Umgebung (durch Konvektion und Strahlung vgl. Kap. 3.2) soweit wie möglich einzugrenzen sind.

Das fluiddurchströmte Absorberrohr besteht aus einer korrosionsbeständigen Stahllegierung und ist mit einer speziellen selektiven Cermet Beschichtung versehen, die einen hohen Absorptionsgrad und einen möglichst niedrigen Emissionsgrad gewährleistet. Die Beschichtung wird durch ein zusätzliches äußeres Glashüllrohr in einem Vakuum gehalten und verringert so die konvektiven Wärmeverluste.

Eine spezielle Beschichtung auf der Glasoberfläche sorgt für minimale Reflexionen und damit für einen möglichst hohen Transmissionsgrad.

Ein Faltenbalg gleicht im Betriebszustand die verschiedenen Ausdehnungen zwischen dem heißen Stahlrohr und dem kühleren Glasrohr aus, sodass eine überhöhte mechanische Beanspruchung mit eventuellem Glasbruch in der Regel verhindert werden kann.

Abbildung 2.4 zeigt den Aufbau eines Absorberrohrs nach heutigem Stand der Technik.



Abbildung 2.4: Aufbau Hochtemperaturabsorberrohr der Firma Schott [4]

Mit einer Einzellänge von ca. 4 m werden pro Kollektor bis zu 40 Absorberrohre verbaut. Dabei muss beachtet werden, dass die auftretenden Kräfte der temperaturbedingten Längenausdehnung der Rohre von flexiblen Aufhängungen aufgenommen werden können. Durch eine saubere Verbindung und eine geringe Rauigkeit der Rohre wird der Druckverlust, und damit die erforderliche Leistung der Pumpen minimiert.

Tabelle 1 zeigt die Daten für das Absorberrohr, das im Rahmen eines salzbasierten Parabolrinnenprojekts in Italien vom Unternehmen "Archimede Solar Energy" (ASE) zum Einsatz kommt.

Eigenschaften Stahlrohr

Material	Chrom-Nickel-Molybdän-Stahl mit Titanstabilisierung
	EN 10088-3: 1.4571 X6CrNiMoTi17-12-2
Abmessung	Länge 4060 mm; Außendurchmesser 70 mm
	Wandstärke 3 mm
Rauigkeit	$< 0,2 \mu\text{m}$
Beschichtung	Absorptionsgrad 95%
	Emissionsgrad 10% (400°C); 14% (550°C); 15% (580°C)

Eigenschaften Glashüllrohr

Material	Beschichtetes Borosilicatglas; Transmissionsgrad $>96\%$
Abmessung	Länge 3891 mm; Außendurchmesser 125 mm
	Wandstärke 3 mm
Vakuum	$<10^{-4}$ mbar

Tabelle 1: Datenzusammenstellung des ASE Absorberrohrs [21]

Die Stoffdaten für den verwendeten Stahl werden in Tabelle 2 dargestellt. Die Wärmeleitfähigkeit wurde hier auf eine Betriebsdurchschnittstemperatur gemittelt.

Stoffeigenschaften EN 10088-3: 1.4571 Stahl

Dichte	8,0	[kg/m ³]
Spezifische Wärmekapazität	500	[J/kg K]
Wärmeleitfähigkeit (bei 20 °C)	15	[W/m K]
Wärmeleitfähigkeit (bei ca. 400 °C)	22	[W/m K]

Tabelle 2: Stoffeigenschaften des Absorberrohrstahls [22]

2.4 Wärmeträgermedium

Wie bereits angesprochen, handelt es sich bei dem zu untersuchenden Wärmeträgermedium um eine Salzschnelze. Im Gegensatz zu den herkömmlichen Thermoölen, die in den heutigen kommerziellen Parabolrinnenkraftwerken Anwendung finden, können beim Flüssigsalz höhere Temperaturen erreicht werden, die den Wirkungsgrad des Kraftwerksprozesses steigern (vgl. Carnot-Prozess). Durch die niedrigen Kosten werden Salzschnelzen heutzutage bereits als Speichermedium eingesetzt; somit ist es auch naheliegend, dasselbe Material als Trägermedium im Kollektorfeld zu verwenden, was eine direkte Speicherung in den Wärmetanks ermöglicht. Weitere Vorteile von Salz im Vergleich zu Thermoöl sind niedrige Toxizität und keine Entflammbarkeit.

Nachteilig beim Einsatz von Salzschnelzen erweist sich allerdings, dass mit den höheren Temperaturen auch die Wärmeverluste im Absorberrohr steigen. Weiterhin darf die relativ hohe Schmelztemperatur nicht unterschritten werden, um eine Erstarrung innerhalb der Rohrsysteme zu verhindern. Verschiedene Mischungsverhältnisse aus Natrium-, Kalium-, Calcium-, und Lithiumnitrat wurden für einen Kraftwerkseinsatz im Rahmen experimenteller Forschungen auf ihre thermophysikalischen Eigenschaften untersucht.

Die heutzutage am häufigsten eingesetzte Salzmischung ist das "Solar Salt", es besteht in Gewichtsanteilen aus ca. 60 % NaNO_3 und ca. 40 % KNO_3 . Die hier dargestellten Stoffdaten charakterisieren die vergleichbare äquimolare Mischung aus NaNO_3 und KNO_3 .

Der Schmelzpunkt liegt bei ca. 220° C und die Erstarrungstemperatur somit bei ca. 230° C. Die thermische Stabilitätsgrenze, wo erste Zersetzungs Vorgänge eintreten können, wurde bei einer maximalen Temperatur von 600° C ermittelt.

Abbildung 2.5 und Abbildung 2.6 zeigen die experimentell ermittelten Zusammenhänge zwischen Temperatur und den thermophysikalischen Eigenschaften von Solar Salt. [7]

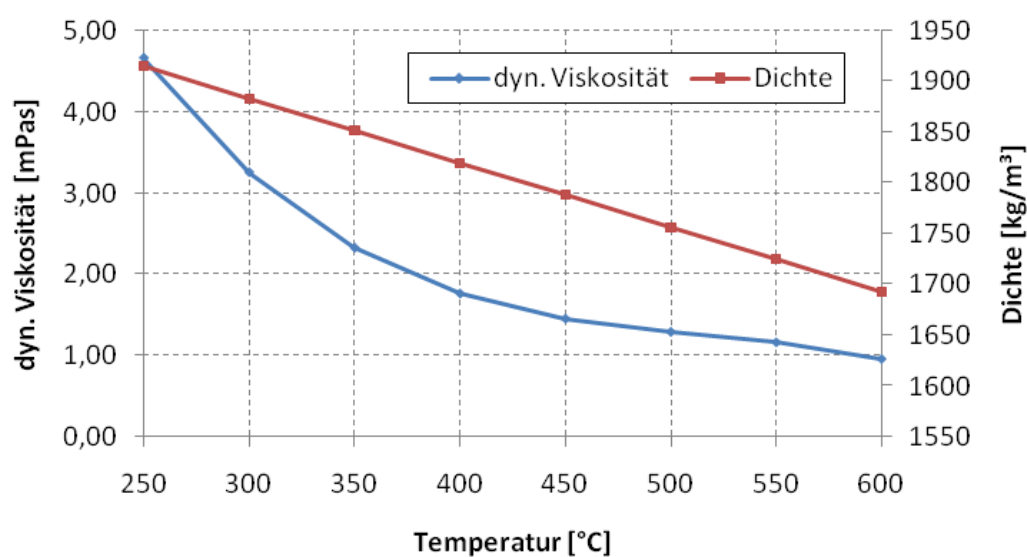


Abbildung 2.5: Dichte und dynamische Viskosität von Solar Salt

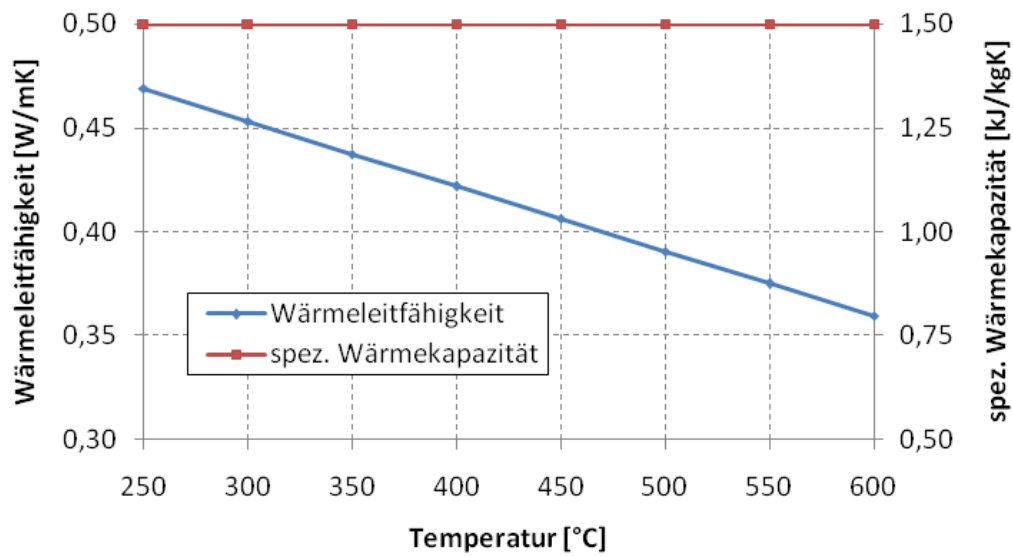


Abbildung 2.6: Wärmeleitfähigkeit und spezifische Wärmekapazität von Solar Salt

Tabelle 3 gibt die daraus ermittelten Funktionen an, die bei der Materialbeschreibung in der späteren Simulation verwendet werden.

Stoffeigenschaft	temperaturabhängiger Zusammenhang ϑ [°C]	Einheit
Dynamische Viskosität	$22,714 - 0,12 \cdot \vartheta + 2,28 \cdot 10^{-4} \cdot \vartheta^2 - 1,474 \cdot 10^{-7} \cdot \vartheta^3$	mPa s
Dichte	$2074 - 0,636 \cdot \vartheta$	kg/m ³
Wärmeleitfähigkeit	$0,547 - 3,13 \cdot 10^{-4} \cdot \vartheta$	W/(m K)
Spezifische Wärmekapazität	1,5	kJ/(kg K)

Tabelle 3: Berechnung der Stoffeigenschaften von Solar Salt [7]

3 Theoretische Grundlagen

Um eine erfolgreiche Simulation durchzuführen, müssen die theoretischen Grundlagen, die hinter dem zu behandelnden Problem liegen, erfasst und verstanden werden. In den folgenden Kapiteln sollen diese näher betrachtet werden.

3.1 Rohrhydraulik

Voraussetzung einer jeden Strömung ist eine antreibende Kraft, die das Fluid in Bewegung hält. Beim Absorberrohr handelt es sich dabei um eine Druckdifferenz, die von einer Pumpe erzeugt wird. Dagegen wirken die Reibungskräfte, die das System im Gleichgewicht halten. Es gilt das grundlegende Materialgesetz Newtonscher Fluide:

$$\tau = \mu \cdot \frac{du}{dr} \quad , \quad (3.1)$$

mit der parallel zur Wand wirkenden Schubspannung τ , der dynamischen Viskosität μ und dem Geschwindigkeitsgradienten $\frac{du}{dr}$.

Die Rohrströmung bildet eine Sonderform der Grenzschichtströmung, da die Strömung über den gesamten Querschnitt von der Haftbedingung an der festen Wand (Geschwindigkeit $v = 0$) beeinflusst wird. Abbildung 3.1 zeigt die je nach Art der Strömung entstehenden charakteristischen Strömungsprofile.

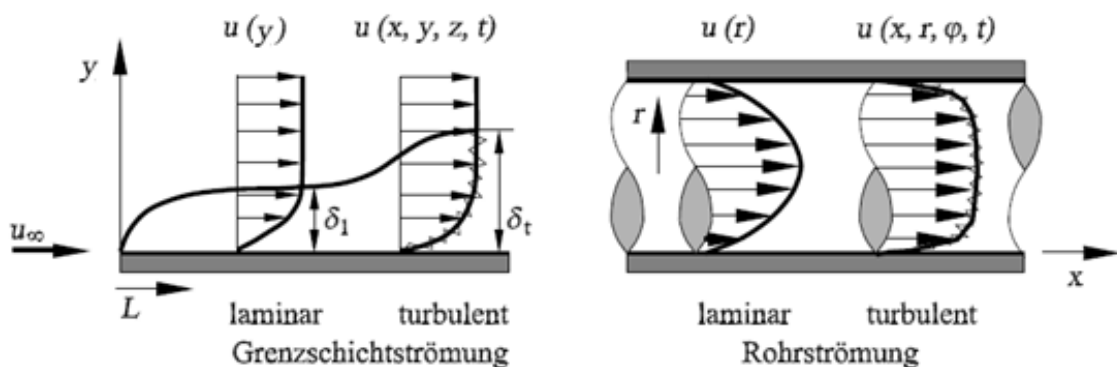


Abbildung 3.1: Grenzschichtströmungsprofile (links: umströmte Platte; rechts: Rohrströmung) [8]

Grundsätzlich wird zwischen einer laminaren und einer turbulenten Strömung unterschieden. Im Gegensatz zur laminaren Strömung weist eine turbulente Strömung dreidimensionale, rotationsbehaftete, instationäre Schwankungsbewegungen auf, die sich der Hauptströmung

überlagern. Dadurch wird ein zusätzlicher Impuls- und Energieaustausch verursacht [8]. Eine turbulente Strömung entsteht, wenn die Trägheitskräfte infolge der Geschwindigkeit so hoch sind, dass die Reibungskräfte (viskosen Kräfte) innerhalb des Fluids nicht mehr im Stande sind, mögliche anwachsende Störungen der Strömung zu dämpfen.

Charakteristisch für die Art der vorliegenden Strömung ist die dimensionslose Reynolds-Zahl. Sie beschreibt das Verhältnis von Trägheits- zu Zähigkeitskräften innerhalb einer Fluidströmung.

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu} = \frac{v \cdot D \cdot \rho}{\mu} = \frac{\dot{m} \cdot D}{A \cdot \mu} \quad , \quad (3.2)$$

mit der mittleren Geschwindigkeit v , der charakteristischen Länge D (bei Rohrströmungen entspricht sie dem Rohrrinnendurchmesser), der Rohrquerschnitt A , der Fluidichte ρ und der kinematischen Viskosität $\nu = \frac{\mu}{\rho}$.

$\dot{m} = v \cdot \rho \cdot A$ beschreibt den konstanten Massenstrom (vgl. Massenerhaltung Kapitel 3.3.1).

Unterhalb der kritischen Reynolds-Zahl $Re_{crit} = 2300$ ist die Rohrströmung stets laminar, wobei erst ab $Re > 10^4$ mit Sicherheit von einer turbulenten Strömung ausgegangen werden kann. Dazwischen liegt ein Übergangsbereich, in dem die Strömung nicht eindeutig festzulegen ist. [9]

Bei der zu behandelnden Absorberrohrströmung liegen, wie in den meisten technischen Anwendungen, vorwiegend turbulente Bedingungen vor.

Ausgehend von einer idealen Strömung im Einlaufbereich des Rohres, bedarf es einer gewissen hydrodynamischen Einlaufstrecke bis sich die Grenzschichten von der Wand vereinigen und sich das entsprechende Geschwindigkeitsprofil vollständig ausgebildet hat. Bei einer turbulenten Strömung kann die Eintrittslänge L_e mit Hilfe von

$$\frac{L_e}{D} \approx 4,4 \cdot \sqrt[6]{Re} \quad (3.3)$$

abgeschätzt werden. Ab dieser Rohrlänge hängt die Geschwindigkeit nur noch von der radialen Koordinate ab. [10]

Um eine turbulente Strömung mathematisch zu beschreiben, kann nach dem Ansatz von Reynolds jede transportierte Größe (hier z.B. die u-Komponente der Geschwindigkeit) als Summe eines zeitlichen Mittelwerts $\bar{u}(x, y, z)$ und einer überlagerten Schwankung $u'(x, y, z, t)$ betrachtet werden ($\bar{u}' = 0$).

Für die ausgebildete turbulente Rohrströmung kann mit Hilfe einer Kräftebilanzierung aus Druckkräften und Wandreibungskraft der Druckverlust $\Delta \bar{p}$ über eine gewisse Länge L berechnet werden (vgl. Abbildung 3.2):

$$\Delta \bar{p} = |\tau_w| \cdot \frac{2 \cdot L}{R} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \bar{u}_m^2 \cdot \frac{L}{D} \cdot \zeta \quad , \quad (3.4)$$

mit der Wandschubspannung τ_w , der mittleren turbulenten Geschwindigkeitskomponente \bar{u}_m und dem Druckverlustbeiwert ζ .

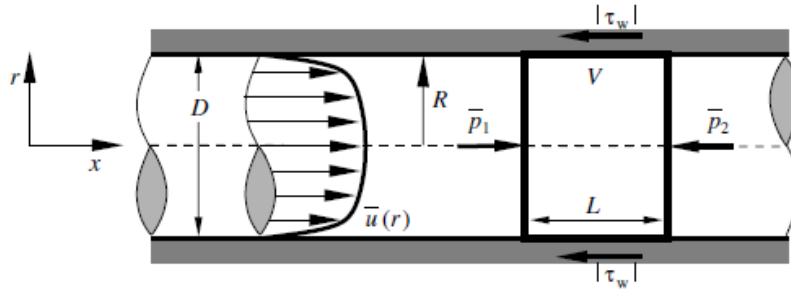


Abbildung 3.2: Turbulente Rohrströmung - Kräftebilanz [8]

Für hydraulisch glatte Rohre, wie es im Fall des Absorberrohrs gegeben ist, kann für den Druckverlustbeiwert im Bereich $3 \cdot 10^3 \leq Re \leq 10^5$ das empirische Gesetz nach Blasius verwendet werden [8]

$$\zeta = \frac{0.314}{\sqrt[4]{Re}} \quad (3.5)$$

Für eine Wärmeübertragung von der Rohrwand auf das Fluid ist das Strömungsprofil im wandnahen Bereich von wesentlicher Bedeutung.

Aufgrund der Haftbedingung kann an der Wand davon ausgegangen werden, dass die oben erwähnten überlagerten Schwankungsbewegungen der Turbulenz nahezu verschwinden und sich mit einer konstanten Wandschubspannung eine lineare Geschwindigkeitsverteilung \bar{u} ergibt. Diesen Bereich in unmittelbarer Wandnähe nennt man die viskose Unterschicht.

Ausgehend davon kann man eine Wandschubspannungsgeschwindigkeit $u_\tau = \sqrt{\tau_w / \rho}$ definieren.

Um die wandnahen Effekte einer turbulenten Grenzschichtströmung zu beschreiben, werden Geschwindigkeit \bar{u} und Wandabstand y in dimensionslose Größen überführt.

$$u^+ = \frac{\bar{u}}{u_\tau} \quad ; \quad y^+ = \frac{u_\tau \cdot y}{\nu} \quad (3.6)$$

Für die viskose Unterschicht gilt der lineare Zusammenhang von: $u^+ = y^+$ (siehe Abbildung 3.3).

Außerhalb der viskosen Unterschicht nimmt die Turbulenz gegenüber der molekularen Zähigkeit eine überwiegende Rolle ein. Es ergibt sich über das Prandtlsche Mischwegmodell eine Gleichung für die darüber liegende wandnahe Schicht:

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \cdot \ln y^+ + C \quad , \quad (3.7)$$

mit den experimentell bestimmten Konstanten $C \approx 5$ und $\kappa = 0,41$ (von-Karman-Konstante). Diese Gleichung wird auch als logarithmisches Wandgesetz bezeichnet.

Der Schnittpunkt des linearen Profils in der viskosen Unterschicht und des logarithmischen Profils in der wandnahen Schicht liegt nach [11] bei $y^+_{VS} = 12,8$. In anderer Literatur wird der Schnittpunkt auch bei $y^+_{VS} = 11,6$ angegeben. Die beiden Geschwindigkeitsprofile sind in Abbildung 3.3 dargestellt. [8] [11]

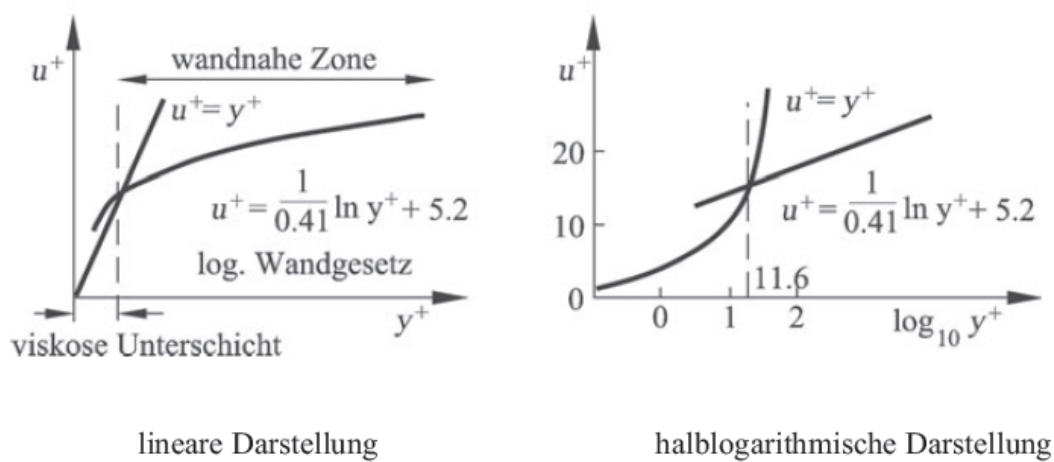


Abbildung 3.3: Geschwindigkeitsprofile in der viskosen Unterschicht und der wandnahen Schicht [11]

3.2 Wärmeübertragung

In der Thermodynamik bezeichnet man Energie, welche die Grenze eines Systems überschreitet, dann als Wärme, wenn der Energietransport allein durch einen Temperaturunterschied zwischen dem System und seiner Umgebung bewirkt wird. Nach dem zweiten Hauptsatz der Thermodynamik fließt dabei Wärme stets in Richtung fallender thermodynamischer Temperatur über die Systemgrenze [12].

Grundsätzlich unterscheidet man drei Arten von Wärmeübertragung: Wärmeleitung, konvektiver Wärmeübergang und Wärmestrahlung. In den folgenden Abschnitten werden die relevanten Grundgesetze kurz behandelt.

3.2.1 Wärmeleitung

Unter Wärmeleitung (auch Konduktion) versteht man einen molekularen, diffusiven Energietransport zwischen benachbarten Körpern aufgrund eines vorhandenen Temperaturgradienten. Die Berechnung geschieht mit Hilfe des Grundgesetzes der Wärmeleitung nach Fourier (hier: eindimensional in x-Richtung):

$$\dot{q}_x = -\lambda \cdot \frac{\partial \vartheta}{\partial x} \quad , \quad (3.8)$$

mit der Wärmestromdichte $\dot{q}_x = \frac{\dot{Q}_x}{A}$, der Wärmeleitfähigkeit λ und dem zur Wärmedurchgangsfläche A senkrechten Temperaturgradienten $\frac{\partial \vartheta}{\partial x}$.

Gleichung (3.8) kann für die Berechnung der Wärmeübertragung bei Feststoffen und ruhenden Fluiden mit konstanten Stoffeigenschaften verwendet werden. Sobald jedoch eine relative Geschwindigkeit zwischen den beteiligten Stoffen besteht, handelt es sich um eine spezielle Form der Wärmeleitung, die eine andere Berechnung erfordert. [12]

3.2.2 Konvektiver Wärmeübergang

Beim Wärmeübergang zwischen Feststoff und einem strömenden Fluid erfolgt eine Überlagerung der in Kapitel 3.2.1 angesprochenen diffusiven Wärmeleitung und dem makroskopischem Enthalpietransport des Fluids. Dieser Vorgang wird als konvektiver Wärmeübergang beschrieben. Der wandnahen Fluidschicht wird dabei eine besondere Bedeutung zugeschrieben. Wie in Kapitel 3.1 beschrieben, gilt in unmittelbarer Wandnähe die Haftbedingung, bei der die Strömungsgeschwindigkeit den Wert Null annimmt. Folglich findet die Wärmeübertragung dort ausschließlich über Wärmeleitung nach dem Gesetz von Fourier (3.8) statt. Mit dem Abstand zur Wand steigt jedoch der Einfluss des, durch die

wachsende Fluidgeschwindigkeit verursachen, zusätzlichen Wärmetransports. Für die Berechnung der an der Wand auftretenden Wärmestromdichte in komplexer Abhängigkeit von Temperatur- und Geschwindigkeitsfeld hat man deshalb den örtlichen Wärmeübergangskoeffizienten α definiert:

$$\dot{q}_W = \alpha \cdot (\vartheta_W - \vartheta_F) \quad , \quad (3.9)$$

mit der senkrecht zur Wand gerichteten Wärmestromdichte \dot{q}_W , der Wandtemperatur ϑ_W und der, vom Wärmeübergang unbeeinflussten, Freistromtemperatur ϑ_F des Fluids.

Für die Berechnung von konvektiven Wärmeübergangsproblemen ist es sinnvoll nach der Ähnlichkeitstheorie vergleichbare, dimensionslose Kennzahlen zu verwenden. Als dimensionsloser Wärmeübergangskoeffizient kann hierbei die Nußelt-Zahl

$$Nu = \frac{\alpha \cdot D}{\lambda} \quad (3.10)$$

betrachtet werden, wobei D der Durchmesser und damit die charakteristische Länge einer Rohrströmung ist. Die Nußelt-Zahl gibt das Verhältnis von konvektivem Wärmeübergang zur reinen Wärmeleitung eines Fluids an. Mit dem Wärmeübergangskoeffizienten α hängt sie neben den geometrischen Abmessungen natürlich auch von der Strömungscharakteristik und den Stoffeigenschaften des Fluids ab, was durch eine empirische Berechnungsmethode im folgenden Kapitel beschrieben wird. Für letzteres wird die Prandtl-Zahl

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda} \quad (3.11)$$

als reines Stoffwertverhältnis definiert.

Bei der Betrachtung der konvektiven Wärmeübertragung unterscheidet man, ob die Fluidströmung infolge einer äußeren Druckdifferenz, z.B. durch eine Pumpe, verursacht wird (erzwungene Konvektion), oder aufgrund der natürlichen Dichteunterschiede durch die Temperaturdifferenz im Fluid hervorgerufen wird (freie Konvektion). [12] [13]

3.2.2.1 Erzwungene Konvektion

Die zu behandelnde Absorberrohrströmung beim Parabolrinnenkraftwerk lässt sich auf die Berechnung eines erzwungenen konvektiven Wärmeübergangs zurückführen.

Da bei einer beheizten Rohrströmung die Fluidtemperatur jedoch an jeder Stelle des Querschnitts von der Wärmeübertragung beeinflusst ist, wird hier die in Gleichung (3.9) verwendete Freistromtemperatur ϑ_F als die adiabate Mischungstemperatur definiert:

$$\vartheta_F = \frac{1}{\dot{m}} \cdot \int \rho \cdot u \cdot \vartheta \, dA_q \quad , \quad (3.12)$$

und berücksichtigt somit den, durch die Geschwindigkeit u (in x-Richtung) erzeugten Enthalpiestrom über den gesamten Rohrrinnenquerschnitt A_q (siehe Abbildung 3.4). [12]

Analog zur hydrodynamischen Einlaufstrecke kann bei einer Rohrströmung mit Wärmeübergang auch von einer thermischen Einlaufstrecke ausgegangen werden. Bei Wärmeeintritt bildet sich eine Temperaturgrenzschicht, die ausgehend von der Wand stromabwärts anwächst und sich schließlich an der Rohrachse vereint. Von einer thermisch ausgebildeten Strömung kann an derjenigen Stelle ausgegangen werden, an der die Nußelt-Zahl weniger als ein gewisser Prozentsatz (meist 1 %) von dem Wert abweicht, der weiter stromabwärts als Nußelt-Zahl der voll ausgebildeten Wärmeübergangssituation erreicht wird. Nach [12] kann die maximale Eintrittslänge L_{th} von

$$L_{th} \leq 60 \cdot D \quad (3.13)$$

für eine vollständig thermisch ausgebildete Strömung abgeschätzt werden. Abbildung 3.4 zeigt exemplarisch ein ausgebildetes turbulentes Geschwindigkeits- und Temperaturprofil einer homogen über die Wand beheizten Rohrströmung.

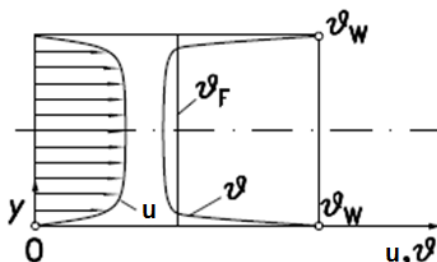


Abbildung 3.4: Verlauf der turbulenten Strömungsgeschwindigkeit und Temperatur im Rohrquerschnitt [12]

Die Strömung beeinflusst neben den Stoffeigenschaften des Fluids maßgeblich die Wärmeübertragung und damit die für den konvektiven Wärmeübergang charakteristische Nußelt-Zahl.

Zur Ermittlung der Nußelt-Zahl wurden viele experimentelle Versuche durchgeführt (vgl. Hausen, Sieder-Tate, Dittus-Boelter), die zu verschiedenen Vorschlägen empirischer Berechnungsmethoden führten. In Anlehnung an [9] wurde in dieser Diplomarbeit ein Hauptbezug auf die von Gnielinski erarbeiteten Korrelationen gesetzt. Demnach lässt sich für eine ausgebildete turbulente Rohrströmung die mittlere Nußelt-Zahl an einer bestimmten Rohrlänge L in Abhängigkeit vom Rohrdurchmesser D und den charakterisierenden Kennzahlen Re und Pr berechnen:

$$Nu_m = \frac{(\zeta/8) \cdot Re \cdot Pr}{1 + 12.7 \cdot \sqrt{\zeta/8} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \cdot f_1 \cdot f_2 \quad (3.14)$$

Diese Gleichung gilt für eine konstante Temperatur oder Wärmestromdichte über die gesamte Rohrwand. Der Druckerlustbeiwert $\zeta = (1.8 \cdot \log(Re) - 1.5)^{-2}$ wird hier nach Konakov berechnet. Alle Stoffwerte sind bei einer über den Ein- bzw. Ausgang arithmetisch gemittelten adiabaten Mischungstemperatur zu bilden. [9] [12]

Die in Gleichung (3.14) angegebene Funktion

$$f_1 = 1 + (D/L)^{2/3} \quad (3.15)$$

berücksichtigt die Rohrlänge, da das nichtausgebildete Temperaturprofil im Einlaufbereich durch eine dünnere Temperaturgrenzschicht und damit einen höheren Wärmeübergangskoeffizienten gekennzeichnet ist.

Da die Richtung des Wärmestromes bei temperaturabhängigen Stoffwerten die Wärmeübertragung beeinflusst kann dafür die Korrekturfunktion

$$f_2 = (Pr/Pr_w)^{0,11} \quad (3.16)$$

verwendet werden, wobei Pr die Prandtl-Zahl bei der gemittelten adiabaten Mischtemperatur ist und Pr_w die Prandtl-Zahl bei der entsprechenden gemittelten Wandtemperatur ist.

Für die Berechnung eines mittleren Wärmeübergangskoeffizienten α_m über einen gewissen Rohrabschnitt wird für die Temperaturdifferenz in Gleichung (3.9) das logarithmische Mittel $\Delta\vartheta_{\log}$ verwendet:

$$\Delta\vartheta_{\log} = \frac{(\vartheta_W - \vartheta_F)_e - (\vartheta_W - \vartheta_F)_a}{\ln \frac{(\vartheta_W - \vartheta_F)_e}{(\vartheta_W - \vartheta_F)_a}}, \quad (3.17)$$

wobei die Indizes e und a für Eintritt und Austritt des Rohrabschnitts stehen. [12]

Wie aus Gleichung (3.14) ersichtlich wird, bleibt der Wärmeübergangskoeffizient nach ausreichender Einlaufänge bei gleichbleibender Rohrgeometrie und konstanten Stoffeigenschaften über die restliche Rohrlänge unverändert.

Für die laminare Strömung ergeben sich analytische Lösungsmöglichkeiten zur Berechnung der Nußelt-Zahl. Diese sollen auf Grund geringerer Relevanz an diese Stelle jedoch nicht aufgeführt werden.

3.2.2.2 Freie Konvektion

Freie Konvektion (oder auch Naturkonvektion) entsteht bei einer temperaturbedingten Dichtedifferenz innerhalb eines ruhenden Fluids. Fluidelemente höherer Temperatur und damit geringerer Dichte erfahren dabei eine Auftriebskraft. Dagegen wirken Zähigkeitskräfte und Diffusionseffekte, die den Temperaturgradienten wiederum abschwächen. Innerhalb eines Rohres führt dies zu einer Zirkulationsbewegung, welche wiederum die Ursache dieser Bewegung, also die Wärmeübertragung auf das Fluid, begünstigt. Diese gegenseitigen Wechselwirkungen machen es, im Gegensatz zur erzwungenen Konvektion, unmöglich, das Geschwindigkeitsfeld unabhängig von der Temperatur zu betrachten.

Für eine mathematische Beschreibung mit Hilfe der später in Kapitel 3.3 besprochenen Erhaltungsgleichungen kann eine Vereinfachung durch die sogenannte Boussinesq-Approximation angewendet werden. Dabei wird die Fluidichte im Allgemeinen als konstant angenommen und der Gradient lediglich im Auftriebsterm der Impulsbilanz in Form eines thermischen Ausdehnungskoeffizienten β berücksichtigt:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \cdot \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right) \approx \frac{1}{\rho_{ref}} \cdot \frac{(\rho_{ref} - \rho)}{(T - T_{ref})} \quad (3.18)$$

Dieser kann mit Hilfe einer bestimmten Referenzichte ρ_{ref} bei entsprechender Referenztemperatur T_{ref} für relativ kleine Temperatur- bzw. Dichteunterschiede bestimmt werden. [13] [15]

Analog zur Reynolds-Zahl bei erzwungener Konvektion ergeben sich auch für die freie Konvektion strömungscharakteristische, dimensionslose Kennzahlen.

Die Grashof-Zahl Gr beschreibt das Verhältnis der auf das Fluid wirkenden Auftriebskraft zur hemmenden Zähigkeitskraft:

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_W - T_\infty) \cdot L^3}{\nu^2} \quad (3.19)$$

Die Rayleigh-Zahl Ra kann als Maß für den Einfluss der Wärmeübertragung durch freie Konvektion im Vergleich zur reinen Wärmeleitung betrachtet werden und ist als Produkt aus Grashof-Zahl und Prandtl-Zahl definiert.

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (3.20)$$

Nach [16] kann eine kritische Rayleigh-Zahl von $Ra \geq 10^8$ abgeschätzt werden, bei der die Verwendung eines Turbulenzmodells zur Simulation der vorherrschenden Konvektionsströmung vorgeschlagen wird (vgl. Kapitel 3.4.3).

3.2.3 Wärmestrahlung

Wärmestrahlung ist eine besondere Form der Wärmeübertragung, bei der ein Teil der inneren Energie eines Körpers in Form von elektromagnetischen Wellen abgegeben wird und im Gegenzug von umgebenden Körpern aufgenommen wird. Somit kann Energie auch im leeren Raum übertragen werden. Je höher die Temperatur eines Körpers, desto höher auch seine emittierte Strahlung.

Im Gegensatz zu Gasen und Flüssigkeiten, wo die Emission bzw. Absorption von Strahlung ein volumetrischer Effekt ist, also über den entsprechenden Raum stattfindet, läuft dieser Vorgang bei Feststoffen in der äußersten Schicht (wenige Mikrometer) ab und kann somit als Oberflächeneffekt betrachtet werden.

Der emittierte Wärmestrom \dot{Q}_{em} eines Körpers berechnet sich durch:

$$\dot{Q}_{em} = A \cdot \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4 \quad , \quad (3.21)$$

mit der Stefan-Boltzmann-Konstante σ , der Oberfläche A , dem Emissionsgrad ε und der totalen Temperatur T des Körpers.

Ausgehend von einer emittierten Strahlung (z.B. von der Sonne) absorbiert jede umliegende Materie einen gewissen Teil der eintreffenden Strahlung, der Rest wird entweder transmittiert oder wieder reflektiert. Maßgeblich dafür sind Absorptionsgrad, Transmissionsgrad und Reflexionsgrad. [12]

Für das Absorberrohr in einem solarthermischen Kraftwerk ist es demnach wichtig, dass die eingehende Strahlung durch einen hohen Absorptionsgrad nahezu vollständig aufgenommen wird. Im Gegensatz dazu sollten die Verluste durch die selbst emittierte Strahlung möglichst gering bleiben.

3.3 Erhaltungsgleichungen

Grundlage für die in der Diplomarbeit angewandte numerische Strömungsmechanik bilden die Erhaltungssätze für Masse, Impuls und Energie. Mit Hilfe dieser Bilanzierungsgleichungen ist es möglich die unbekannten skalaren Größen Druck, Dichte und Temperatur, sowie die drei Komponenten des Geschwindigkeitsvektors innerhalb einer dreidimensionalen Strömung, orts- und zeitabhängig zu berechnen.

Eine genaue Herleitung der Erhaltungsgleichungen z.B. nach dem Reynoldsen Transporttheorem kann in der Literatur nachvollzogen werden. (vgl. [14], [10])

Das zu untersuchende Wärmeträgermedium wird dabei zweckmäßig als Kontinuum betrachtet und bildet somit ein lückenlos zusammenhängendes Fluid das ein entsprechendes Kontrollvolumen vollständig ausfüllt.

Im Folgenden werden die in ANSYS CFX [15] implementierten grundlegenden Erhaltungsgleichungen erläutert. Zusätzliche Quellterme werden dabei nicht berücksichtigt.

3.3.1 Massenerhaltung

Die Erhaltung der Masse wird auch Kontinuitätsgleichung genannt. Sie beschreibt die zeitliche Veränderung der Masse im Volumenelement als die Differenz aus einströmendem Massenstrom und ausströmendem Massenstrom:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v}) = 0 \quad (3.22)$$

Bei $\mathbf{v} = (u, v, w)^T$ handelt es sich um den Geschwindigkeitsvektor mit den einzelnen Komponenten in x-, y- und z - Richtung. Bei $\nabla = \left(\frac{\partial}{\partial x}, \frac{\partial}{\partial y}, \frac{\partial}{\partial z} \right)^T$ handelt es sich um den Nabla-Operator. Kombiniert mit dem Skalarprodukt bildet er die Divergenz des Vektorfelds.

3.3.2 Impulserhaltung

Die Impulserhaltung wird in der Strömungsmechanik üblicherweise auch als Navier-Stokes-Gleichung bezeichnet. Sie liefert drei Gleichungen für die jeweiligen Komponenten in x-, y- und z-Richtung. Diese beschreiben die zeitliche Änderung des Impulses im Volumenelement durch ein- bzw. austretende Impulsströme, auf das Volumenelement wirkende Scher- bzw. Normalspannungen und auf die Masse wirkende Kräfte.

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{v})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v} \otimes \mathbf{v}) = \rho \mathbf{g} - \nabla p + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} \quad (3.23)$$

Bei dem Operator \otimes handelt es sich um das dyadische Produkt zweier Vektoren. Für Newtonsche Fluide kann der viskose Spannungstensor $\boldsymbol{\tau}$ wie folgt ausgedrückt werden:

$$\boldsymbol{\tau} = \mu \left[\nabla \mathbf{v} + (\nabla \mathbf{v})^T - \frac{2}{3} \delta_{ij} \nabla \cdot \mathbf{v} \right] \quad (3.24)$$

wobei es sich bei δ_{ij} um das Konecker-Delta bzw. die Einheitsmatrix handelt.

Die Navier-Stokes-Gleichungen beschreiben sowohl laminare als auch turbulente Strömungen, allerdings wäre eine direkte Berechnung der Turbulenz nur mit einer hochauflösenden Diskretisierung möglich (vgl. Kapitel 3.4.1 und 3.4.3).

3.3.3 Energieerhaltung

Die Energieerhaltung beschreibt die zeitliche Änderung der totalen Energie durch ein- bzw. ausfließende Energieströme, hervorgerufen durch Strömung und Wärmeleitung.

$$\frac{\partial(\rho h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v} h_{tot}) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) \quad (3.25)$$

Interne Erwärmung durch Dissipation aufgrund von Reibungseffekten werden hier vernachlässigt. [8] [15]

3.4 Numerische Strömungsmechanik

Da das zu lösende Gleichungssystem nichtlineare partielle Differentialgleichungen beinhaltet, die analytisch nicht gelöst werden können, muss auf ein numerisches Lösungsverfahren zurückgegriffen werden. Dabei wird das Integrationsgebiet durch ein Diskretisierungsverfahren (vgl. Kapitel 3.4.1) in eine finite Anzahl von Teilgebieten zerlegt. Für die diskretisierten Teilgebiete werden numerische Näherungsfunktionen erzeugt um die Systemvariablen berechnen zu können. Diese Berechnung wird über ein Iterationsverfahren so oft wiederholt, bis die Differenz der aktuellen Lösung zur Lösung des vorherigen Iterationsschrittes einem Wert entspricht, der durch ein bestimmtes Abbruchkriterium definiert wurde. Dieser Wert wird auch als Residuum bezeichnet und sollte über die Iterationsschritte ein stabiles Konvergenzverhalten zeigen.

Die behandelten Bilanzgleichungen können nur mit Hilfe von Randbedingungen für das gewählte Berechnungsgebiet gelöst werden. Dies bedeutet, dass für die Strömung eine Geschwindigkeit bzw. eine Druckdifferenz, und für die Wärmeübertragung eine Temperatur bzw. ein Wärmestrom an den entsprechenden Rändern vorgegeben werden muss. Um eine zweckmäßige Lösung zu erhalten ist darauf zu achten, dass das System dabei weder unter- noch überbestimmt ist.

In den folgenden Kapiteln sollen einige Aspekte der numerischen Strömungsmechanik erläutert werden.

3.4.1 Diskretisierung

Die Überführung der kontinuierlichen Problembeschreibung mit einem mathematisch-physikalischen Modell in eine diskrete Beschreibung, welche computergestützt numerisch behandelbar ist, bezeichnet man als Diskretisierung. Beim Finite Volumen Verfahren, das in der angewendeten Software ANSYS CFX implementiert ist, wird ein numerisches Gitter über das Berechnungsgebiet gelegt, welches eine finite Anzahl einzelner, zusammenhängender Teilgebiete (Kontrollvolumina) bildet. Für jedes dieser Elemente werden die partiellen Differentialgleichungen integriert und es entstehen mit Anwendung des Gaußschen Integralsatzes entsprechende Bilanzgleichungen über die Ränder der Integrationsgebiete. Diese Erhaltung der Flüsse über die Ränder gewährleistet ein massenkonservatives Diskretisierungsverfahren. [10] [11]

Die Anzahl der Gitterzellen sollte hoch genug gewählt werden, um eine ausreichende Auflösung der abzubildenden Strömungsphänomäne im entsprechenden Berechnungsgebiet zu erreichen.

Eine höhere Auflösung bedeutet jedoch auch mehr Rechenschritte, und damit längere Rechenzeit für eine konvergierende Lösung. Somit muss bei einer numerischen Simulation stets ein Kompromiss zwischen der Genauigkeit und dem Rechenaufwand gefunden werden.

Neben der hohen Auflösung ist natürlich auch wichtig, dass die Qualität des generierten Netzes angemessen ist, damit eventuell resultierende numerische Fehler minimiert werden. Ebenso wie die räumliche Diskretisierung muss bei einer instationären Rechnung auch der zeitliche Verlauf in entsprechende Teilschritte eingeteilt werden.

3.4.2 Fehlerquellen

Eine numerische Simulation kann die exakten, realen Verhältnisse eines komplexen physikalischen Systems nur bedingt wiedergeben. Das konzeptionelle Modell und die Diskretisierung spielen hier eine wichtige Rolle. Voraussetzung dabei sollte eine konsistente Lösungsmethode sein, die für eine theoretisch unendlich feine Diskretisierung auch eine exakte Lösung der Bilanzgleichungen gewährleistet.

Das Ergebnis einer numerischen Simulation bildet somit eine Näherungslösung der realen Verhältnisse. Deshalb ist es wichtig mögliche Fehlerquellen zu identifizieren und deren Quantität einzuschätzen. Dies ist in den meisten Fällen leider nur begrenzt möglich.

Grundsätzlich kann man zwischen einem Modellfehler und einem numerischen Fehler unterscheiden. Der Modellfehler ist definiert, als die Differenz zwischen der realen Strömung und der (theoretisch) exakten Lösung der angewendeten Modellgleichungen.

Der numerische Fehler ist definiert, als die Differenz zwischen der exakten Lösung der Modellgleichungen und der numerischen Näherungslösung.

Zur Kontrolle des Modellfehlers dient eine Validierung des Modells mit Hilfe von durchgeführten Experimenten. Durch die sogenannte Verifikation kann der numerische Fehler kontrolliert werden, um eine gewisse Qualität der numerischen Simulation zu gewährleisten. [11]

3.4.3 Turbulenzmodellierung

Da die Beschreibung turbulenter Strömungen im Detail sehr komplex ist und für eine direkte numerische Simulation (DNS), also eine direkte Lösung mit Hilfe der Navier-Stokes-Gleichungen, die Rechenanforderung viel zu hoch wäre, ist es notwendig ein geeignetes Turbulenzmodell zu wählen, welches die Auswirkungen der turbulenten Strömung möglichst realitätsnah beschreiben kann (vgl. Kapitel 3.4.2 Modellfehler).

Je nach Art des Problems gibt es verschiedene Ansätze einer Erweiterung der Modellgleichungen zur Lösung turbulenter Strömungsfälle.

Ausgehend von der bereits in Kapitel 3.1 angesprochenen zeitlichen Mittelung der fluktuierenden Größen einer turbulenten Strömung, ergeben sich aus den Navier-Stokes-Gleichungen die sogenannten Reynoldsgleichungen (RANS).

Diese beinhalten zusätzliche Terme, die zu turbulenten Spannungen bzw. Wärmeströmen zusammengefasst werden können und die Auswirkungen der turbulenten Schwankungsbewegung berücksichtigen.

Aus den turbulenten Spannungen τ^{Re} (auch Reynoldsspannungen genannt) wird analog zum Newtonschen Reibungsgesetz (3.1) eine Wirbelviskosität μ_T als reine Turbulenzgröße definiert. Dabei wird eine isotrope, also richtungsunabhängige Turbulenz vorausgesetzt.

Bei den darauf basierenden Zweigleichungsmodellen wird die Turbulenz mit Hilfe von zusätzlichen Transportgleichungen beschrieben, wobei die Wirbelviskosität durch die Parameter K (turbulente kinetische Energie) und ε (Dissipationsrate) bzw. ω ($=K/\varepsilon$) modelliert wird.

Das SST-Modell (Shear Stress Transport) bildet eine Kombination aus K - ε -Modell und dem K - ω -Modell und nutzt somit die Vorteile dieser beiden Turbulenzmodelle. Für den Fall der turbulenten Rohrströmung mit Wärmeeintrag ist dieses Turbulenzmodell empfehlenswert, da es für die wandnahe Modellierung gut geeignet ist.

Modelle, die den Ansatz der Wirbelviskosität und der damit verbundenen isotropen Turbulenz nicht verwenden, nennt man Reynoldsspannungsmodelle. Solche Modelle eignen sich für die Simulation von Auftriebs- und Sekundärströmungen und Strömungen mit einer natürlichen anisotropen Turbulenzproduktion. Allerdings weisen diese Modelle eine geringere Stabilität im Vergleich zu den Wirbelviskositätsmodellen auf. [11] [16]

3.5 ANSYS CFX

Für die numerische Modellierung und Simulation der Absorberrohrströmung wurde das Softwarepaket ANSYS CFX 14.0 verwendet. Das Programm basiert auf ein numerisches Lösungsverfahren mit Hilfe der finiten Volumen Methode. Es kann in drei zusammenhängende Anwendungsmodule unterteilt werden, die im Folgenden kurz erläutert werden.

Preprozessor CFX-Pre:

Hier werden alle Einstellungen für eine bevorstehende Berechnung getroffen. Die generierten Netze für die Rechengebiete werden eingelesen, die physikalischen Modelle (z.B. Turbulenzmodell) gewählt, Materialien und deren Stoffeigenschaften, sowie die Rand- und Anfangsbedingungen werden definiert. Die numerische Behandlung (stationär oder transient), und die Lösungsparameter wie z.B. Zeitschrittweiten oder Konvergenzkriterien werden festgelegt. Hier können auch Monitorpunkte gesetzt werden, an denen bestimmte Größen während und nach der Simulation beobachtet werden können. Für die Beschreibung von zusätzlichen Variablen können entsprechende Funktionen als sogenannte Expressions eingebunden werden. Zur Übergabe an das nächste Modul werden diese Modelldefinitionen in einer Datei (*.def) abgespeichert.

Rechenprogramm CFX-Solver:

Die im CFX-Pre festgelegten Voreinstellungen werden im CFX-Solver eingelesen, wodurch die Berechnung des vorhandenen Modells gestartet werden kann. Natürlich können auch die Ergebnisse einer bereits durchgeführten Simulation weitergerechnet werden, um beispielsweise ein bestimmtes Konvergenzkriterium zu erreichen.

Die Lösung der Gleichungen ist rechenintensiv und kann je nach vorliegendem Problem einige Stunden in Anspruch nehmen. Um Rechenzeiten zu verringern kann hier bei ausreichender Leistungsfähigkeit des Rechners auch eine parallele Nutzung mehrerer Prozessorkerne eingestellt werden. Während der Berechnung können die Residuen der einzelnen Bilanzgleichungen bzw. deren Konvergenzverlauf, sowie die im Preprozessor festgelegten Größen der Monitorpunkte beobachtet werden. Informationen zu jedem Zeit- bzw. Iterationsschritt werden in der Ausgabedatei (*.out) und die Ergebnisse der zu berechnenden Variablen in einer Ergebnisdatei (*.res) gespeichert.

Postprozessor CFX-Post

Die Ergebnisdatei aus dem CFX-Solver kann hier analysiert werden. Die berechneten Variablen können in Form von Isolinien oder Vektorfeldern visualisiert werden. Die Darstellung kann an beliebigen Schnittflächen oder Linien innerhalb des Rechengebiets erfolgen. Tabellen und Diagramme ergänzen die Möglichkeiten zur Analyse. Mit Hilfe der CEL (CFX Expression Language) können die Ergebnisvariablen in eigene Funktionen und Berechnungen eingebunden werden.

4 Modellbeschreibung

Dieses Kapitel bildet den Hauptteil der Diplomarbeit. Die Vorgehensweise bei der Modellierung und die damit verbundenen Simulationen werden in den weiteren Kapiteln detailliert erläutert.

4.1 Vereinfachte Modelle

Um eine CFD Simulation zu verwirklichen, ist es sinnvoll, zunächst einen vereinfachten Modellaufbau zu generieren, um die Herangehensweise zu strukturieren und ein grundsätzliches Gefühl für die Simulation mit der verwendeten CFD-Software zu bekommen. Dabei wurden diverse Netze erstellt und zahlreiche Testsimulationen durchgeführt um vereinfachte, analytisch bzw. empirisch berechenbare Modelle auszuwerten.

Dazu zählen einfache laminare Rohrströmungen, die mit Hilfe einer analytischen Lösung der Navier-Stokes-Gleichungen, der Hagen-Poiseuille Strömung validiert werden können. Ebenso kann ein Einblick in die hydrodynamischen und thermischen Einlaufstrecken bei verschiedenen Reynolds-Zahlen erarbeitet werden und entsprechende Profile verglichen werden. Weiterhin können auch die Wärmeübergangskoeffizienten bei einer über den Rohrumfang homogenen Temperatur bzw. Wärmestromdichte nach Gleichung (3.14) abgeschätzt und mit einer Simulation verglichen werden.

4.2 Stationäre Modellierung des Absorberrohrs

Hauptziel dieser Diplomarbeit ist es ein Absorberrohrmodell aufzubauen, das repräsentativ jede Stelle im Kollektorfeld einnehmen kann. Ein Einblick in die Temperaturverteilung sowohl innerhalb des Wärmeträgermediums, als auch über die Absorberrohrwand stehen hier im Mittelpunkt, um genauere Untersuchungen bezüglich Wärmeübergänge und Wärmeverluste durchführen zu können. Da sich eine inhomogene Verteilung der einfallenden Solarstrahlung über den Rohrumfang einstellt und dabei temperaturabhängige Verluste miteinbezogen werden sollen, ist es sinnvoll dieses Problem mit Hilfe einer CFD Simulation zu analysieren.

4.2.1 Modellbeschreibung und Vorbereitung

Für das hier zu gestaltende Absorberrohrmodell soll von einem Parabolrinnenkraftwerk nach Kapitel 1 ausgegangen werden, bei dem über das gesamte Kollektorfeld konstante solare Einstrahlungsverhältnisse herrschen. Die Temperatur des Wärmeträgermediums am Kollektorfeldeintritt entspricht 290 °C, am Kollektorfeldaustritt 550 °C. Der Massenstrom

wird entsprechend der Sonneneinstrahlung kraftwerksseitig so geregelt, dass die Aufheizung des Wärmeträgerfluids über eine Kollektorschleife stets $\Delta T_{\text{WTM}} 260 \text{ K}$ ergibt.

Die Kollektorschleife soll aus vier Kollektoren zu je 150 m Länge und einer Aperturweite von 5,77 m bestehen. Die bestrahlte Gesamtaperturfläche beträgt somit 3462 m².

Mit Gleichung (2.1) ergibt sich aus der festgelegten Fokallänge von 1,71 m eine Reflektorhöhe von 1,22 m. Daraus kann der vom Parabolspiegel bestrahlte Teil des Absorberrohrs berechnet werden, was in Abbildung 4.1 dargestellt wird. Der Einfluss der unkonzentrierten Einstrahlung auf die obere Seite des Absorberrohrs wird als vernachlässigbar erachtet.

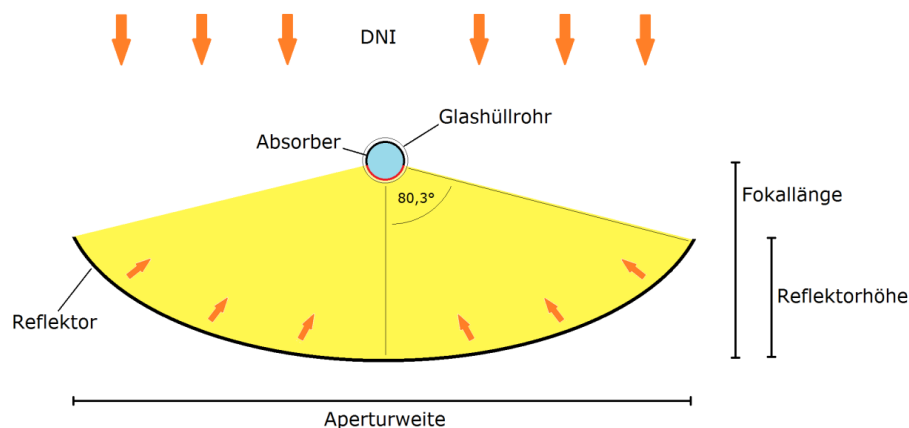


Abbildung 4.1: Bestrahlung des Absorberrohrs

Die Geometrie des Reflektors führt, wie abgebildet, zu einem theoretischen Gesamteinstrahlungswinkel von 160,6° und damit zu einem bestrahlten Anteil des Absorberrohrumfangs von 44,6 %.

Für den optischen Wirkungsgrad η_{opt} wird ein konstanter Wert von 0,67 über das gesamte Kollektorfeld angenommen. Dieser Wert wurde als Näherungswert aus einer Kraftwerkssimulation mit der Software EBSILON Professional entnommen. Damit kann nach Gleichung (2.2) in Abhängigkeit der direkten solaren Einstrahlung \dot{q}_{DNI} die am Absorberrohr eintreffende Strahlung \dot{Q}_{abs} pro Kollektorschleife berechnet werden.

Das Modell soll für den Hauptbetriebsbereich mit einer Sonneneinstrahlung \dot{q}_{DNI} von 400 W/m² bis 850 W/m² ausgelegt sein. Als Wärmeträgermedium soll das in Kapitel 2.4 besprochene Solar Salt verwendet werden, die Stoffeigenschaften werden aus den aufgeführten empirischen Gleichungen in Tabelle 3 erhoben.

Für eine Abschätzung der zu erwartenden Strömung innerhalb des Absorberrohrs kann über den ersten Hauptsatz der Thermodynamik mit Gleichung (2.4) der Massenstrom \dot{m} des Wärmeträgerfluids bei einer entsprechenden effektiven Wärmezufuhr \dot{Q}_{eff} ermittelt werden. Die dafür benötigten Wärmeverluste \dot{Q}_{loss} werden hier über eine empirische Funktion (siehe Kapitel 4.2.3) zu einem mittleren Wert von etwa 220 kW für die Kollektorschleife von 600 m

bestimmt. Drei verschiedene Sonneneinstrahlungswerte mit den daraus resultierenden Massenströmen werden in Tabelle 4 zusammengefasst.

\dot{q}_{DNI} [W/m ²]	η_{opt} []	\dot{Q}_{abs} [kW]	\dot{Q}_{loss} [kW]	\dot{Q}_{eff} [kW]	\dot{m} [kg/s]
400	0,67	928	220	728	1,8
650	0,67	1508	220	1288	3,3
850	0,67	1972	220	1752	4,5

Tabelle 4: Massenströme zu bestimmten DNI-Werten

Abbildung 4.2 fasst die zu erwartenden minimalen bzw. maximalen Reynolds-Zahlen in einem Diagramm zusammen. Es zeigt, dass im gesamten Auslegungsbereich eine turbulente Strömung vorherrscht. Für die charakteristische Länge wurde der in Kapitel 2.3 aufgeführte Innendurchmesser von 64 mm verwendet. Die höchsten Reynolds-Zahlen ergeben sich bei maximaler solarer Einstrahlung und am Ende des Kollektorfelds, wo die Temperatur des Fluids am höchsten, und damit die Viskosität am niedrigsten ist.

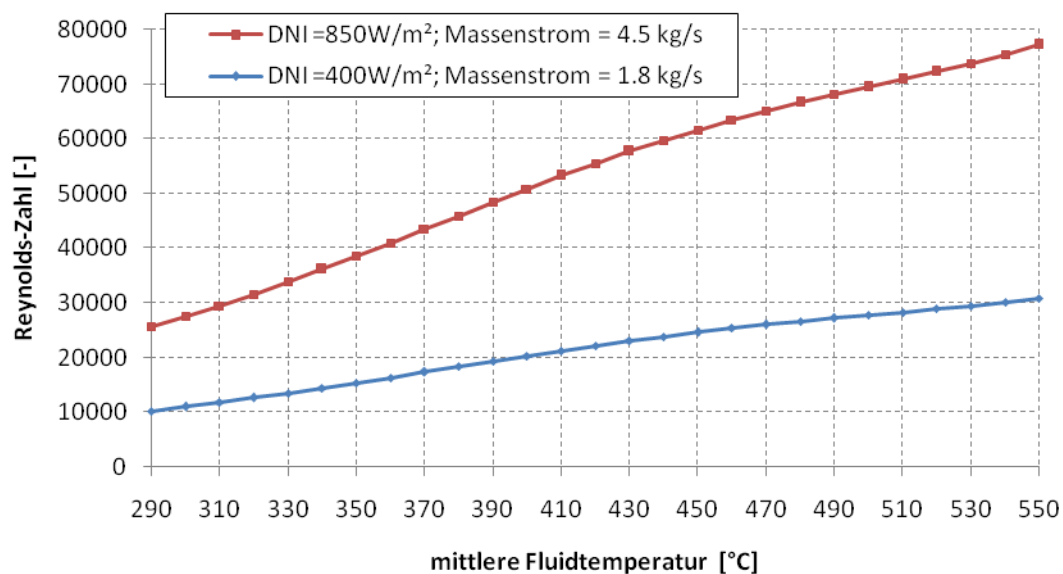


Abbildung 4.2: Bereich der zu erwartenden Reynolds-Zahlen beim stationären Modell

Für ein Modell, das ein Absorberrohr an einer beliebigen Stelle im Kollektorfeld darstellen kann, muss ein ausgebildetes hydrodynamisches Strömungs- und thermisch ausgebildetes Temperaturprofil als Eingangsrandbedingung vorliegen. Da diese Profile natürlich nicht bekannt sind, ist es zweckmäßig stromaufwärts zum betrachtenden Absorberrohrmodell einen zusätzlichen Rohrabschnitt zu modellieren, der dem Fluid eine ausreichende Einlaufstrecke gewährleistet. Sowohl die empirischen Berechnungen, als auch die vereinfachten Simulationen, ergeben einen Einblick in die zu erwartenden Einlaufstrecken. Nach Gleichung (3.3) bzw. Gleichung (3.13) ist für das turbulente Strömungs- und Temperaturprofil eine maximale Einlaufstrecke von ca. 4 m zu erwarten. Für die Modellierung des Absorberrohrs

mit ausgebildetem, also von der Position im Kollektorfeld unabhängigem, Profil wurde deshalb eine Länge von 10 m für das gesamte Modell gewählt.

Durch die spätere Implementierung gemessener, unsymmetrischer Einstrahlungsprofile als Randbedingung, kann nicht von einer Achsensymmetrie ausgegangen werden, weshalb eine entsprechende Vereinfachung der Geometrie nicht vorgenommen wird. Ebenso soll das Modell auch für eine Berücksichtigung der Schwerkraft geeignet sein, was durch die einachsige Nachführung der Kollektoren zu einer unsymmetrischen Sekundärströmung führen würde.

Für die hier behandelte stationäre Berechnung wird der Einfluss der Schwerkraft allerdings nicht berücksichtigt. Sekundärströmungen infolge von Schwerkraft spielen bei den zu untersuchenden Massenströmen eine untergeordnete Rolle, was mit dem Verhältnis Gr/Re^2 als Maß für die Überlagerung von erzwungener zu freier Konvektion abgeschätzt werden kann. Für den niedrigsten Massenstrom bei maximaler Temperatur ergibt sich ein Wert von $3 \cdot 10^{-2}$, was darauf hindeutet, dass die Auftriebskräfte vernachlässigt werden können [16].

Das Rechengebiet wird originalgetreu in einen Festkörperbereich (Rohrwand) und einen Fluidbereich (WTM) unterteilt. Zwischen Rohrwand und Fluid wird ein sogenanntes Interface deklariert, um eine Verbindung der beiden Rechengebietsnetze zu gewährleisten. Mit den Maßen des Absorberrohrs nach Tabelle 1 ergibt sich die Geometrie für das Rechengebiet von Fluid und Rohrwand, und damit die Grundlage für die Erstellung der entsprechenden Gitternetze (siehe Kapitel 4.3.2).

Von einer Modellierung des Glashüllrohres und eines zusätzlichen Strahlungsmodells wurde abgesehen, da für die Implementierung der Wärmeverluste eine nach [18] experimentell ermittelte Verlustfunktion herangezogen werden kann (siehe Kapitel 4.2.3). Dies setzt die Annahme eines intakten Vakuums (10^{-3} bar) zwischen Stahl- und Glashüllrohr voraus, so dass der konvektive Wärmeaustausch zwischen Stahlrohr und Glashüllrohr vernachlässigt werden kann [23].

4.2.2 Netzgenerierung

Um eine gute CFD Simulation mit möglichst geringem numerischen Fehler zu erreichen, ist eine entsprechend hohe Netzqualität unerlässlich. In Anlehnung an den von ANSYS ausgestellten "CFX Best Practices Guide for Numerical Accuracy" wurde bei der Netzgenerierung stets auf die Einhaltung der vorgeschlagenen Richtwerte für eine ausreichende Netzqualität geachtet.

4.2.2.1 Fluidbereich

Für die Generierung eines geeigneten Netzes für den Fluidbereich wurde das vom ANSYS-Paket angebotene Meshing-Tool ICEM CFD verwendet. Mit Hilfe des ANSYS Model Designer wurde dafür zunächst die entsprechende Geometrie für den Fluidbereich (Rohrrinnenraum) erstellt.

Nach dem Import in ICEM CFD wird ein sogenannter Block erstellt, eine vereinfachte quaderförmige Geometrie, dessen Vernetzung später auf die Rohrgeometrie abgebildet wird. Um den Netzqualitätsanforderungen hinsichtlich Orthogonalität und Winkel der Kontrollvolumina gerecht zu werden, ist es notwendig diesen Block in mehrere Teilblöcke zu zerlegen. Dadurch wird ermöglicht, dass das Netz in zwei Teilgebiete aufgeteilt wird, um ein sogenanntes "O-Grid" entsprechend der kreisförmigen Geometrie des Rohres zu erstellen.

Zur Veranschaulichung zeigt Abbildung 4.3 den Vergleich einer Rohrquerschnittsvernetzung einmal mit (rechts), und einmal ohne (links) die Zerlegung des ursprünglichen Blocks in einen O-Grid-Block.

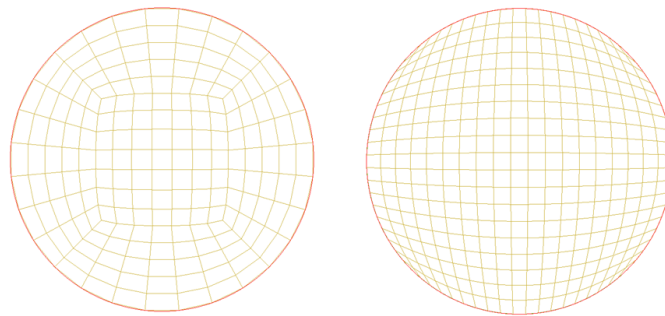


Abbildung 4.3: Verwendung des O-Grid-Blocks

Die gesammelten Vorkenntnisse über die zu erwartende Strömung spielen bei der Netzgenerierung eine wichtige Rolle, damit Gebiete mit hohen Geschwindigkeits- bzw. Temperaturgradienten mit einer besseren Auflösung und einer entsprechenden Verfeinerung des Netzes berücksichtigt werden können. Somit bedarf es vor allem bei der viskosen Unterschicht der turbulenten Rohrströmung einer ausreichenden Auflösung der Gitterabstände. Anlehnend an die maximal zu erwartende Reynolds-Zahl für das beschriebene Modell kann gemäß Kapitel 3.1 eine minimal zu erwartende Dicke der viskosen Unterschicht berechnet werden. Mit der Rauigkeitsangabe des Absorberrohrs kann von einer hydraulisch glatten Rohrwand ausgegangen werden und der Druckverlustbeiwert ζ nach Blasius (3.5) berechnet werden. Mit Gleichung (3.4) ergibt sich daraus die Wandschubspannung τ_w und die entsprechende Wandschubspannungsgeschwindigkeit u_τ .

Mit dem nach [11] angegebenen Schnittpunkt der viskosen Unterschicht mit dem darüber liegenden logarithmischen Geschwindigkeitsprofil bei $y_{VS}^+ = 12,8$ kann eine minimale theoretische Dicke der viskosen Unterschicht y_{VS} zu etwa 0,22 mm ermittelt werden.

Um die Rechenzeit zu minimieren, werden die Knotenabstände bzw. Zellen im Inneren des Rohres größer gewählt, da hier ein vollständig durchmisches Fluid mit minimalen Gradienten der Temperatur bzw. Strömungsgrößen vorliegt. Dafür muss eine gewisse Wachstumsrate (spacing ratio) der Zellen von der Rohrwand aus ins Innere angegeben werden. Diese Wachstumsrate sollte im gesamten Netz einen Wert von 1,3 nicht übersteigen [17].

Für eine genaue Auflösung wandnaher Strömungen mit Wärmeübertragung wird ein dimensionsloser Wandabstand des ersten Gitterpunkts von $y^+ \leq 1$ vorgeschlagen. [15]. Bezüglich der Auflösung der viskosen Unterschicht wurde somit ein Richtwert von etwa zehn Gitterpunkten festgesetzt, was eine Vielzahl von Probesimulationen mit verschiedener Netzverfeinerung bestätigt. Mit Hilfe einer geometrischen Reihe kann bei einer festgesetzten Wachstumsrate somit der erste Knotenabstand von der Wand berechnet werden.

Weiterhin muss bei der Diskretisierung über die Rohrlänge darauf geachtet werden, dass die Seitenverhältnisse der Gitterzellen (aspect ratio) keine zu hohen Werte annehmen. Sie sollten einen Wert von 50 nicht übersteigen, was jedoch nicht für die hohe Auflösung in Wandnähe gilt. Hier können die Seitenverhältnisse in der Größenordnung von 10^5 - 10^6 liegen [17].

Ausgehend von den oben behandelten Rahmenbedingungen wurden, neben einer Vielzahl von hier nicht aufgeführten Versuchsnetzen, fünf verschiedene Netze mit steigender Genauigkeit bzw. Zellenanzahl für eine spätere Netzverfeinerungsstudie konstruiert. Die Eckdaten dieser Netze werden in Tabelle 5 aufgelistet. Exemplarisch wird Netz 3 in Abbildung 4.4 dargestellt. Zum Vergleich befinden sich Abbildungen aller Netze in zweidimensionaler Darstellung im Anhang A.

Rohrlänge: 10 m; Durchmesser: 0,065 m; Seitenlänge O-Grid-Block: 0,0235 m					
Netz	1	2	3	4	5
Knoten über Rohrumfang	36	56	76	96	116
Knoten Wand ↔ Innenblock	26	30	34	42	46
1. Knotenabstand [m]	$10 \cdot 10^{-6}$	$6,7 \cdot 10^{-6}$	$5,0 \cdot 10^{-6}$	$4,0 \cdot 10^{-6}$	$3,3 \cdot 10^{-6}$
Wachstumsrate	1,29	1,29	1,25	1,20	1,20
Knoten über Rohrlänge	130	195	260	324	398
Wachstumsrate	1	1	1	1	1
Knotenabstand [m]	$78 \cdot 10^{-3}$	$52 \cdot 10^{-3}$	$37 \cdot 10^{-3}$	$31 \cdot 10^{-3}$	$25 \cdot 10^{-3}$
Gesamtanzahl Knoten	130000	360555	756080	1.477764	2.380680

Tabelle 5: Netzdaten des Fluidbereichs für das stationäre Modell

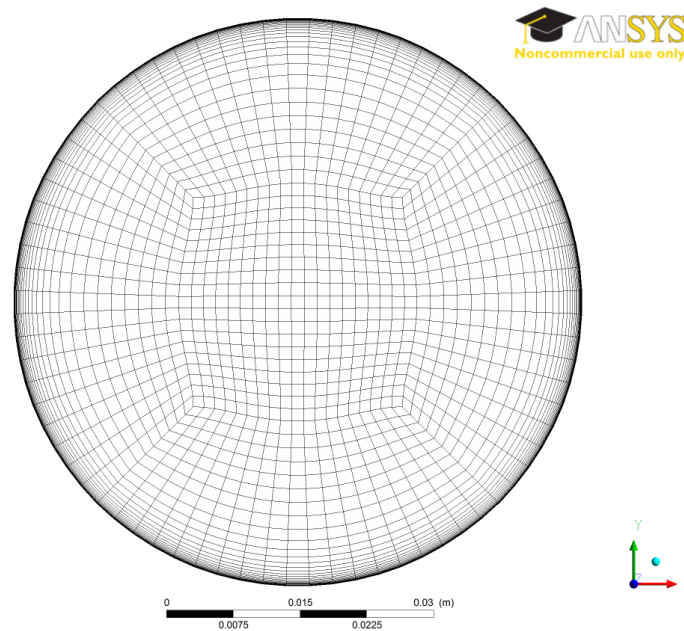


Abbildung 4.4: Zweidimensionale Darstellung Fluidnetz 3

Die erstellten Netze wurden mit Hilfe der in ICEM CFD integrierten Qualitätskontrolle auf ausgewählte Kriterien (u.a. Winkel, Verzerrung, Streckung) der Gitterzellen überprüft.

4.2.2.2 Festkörperbereich

Das Netz für die strahlungsabsorbierende Rohrwand bedarf einer weniger genauen Auflösung der Gitterzellen, da hier lediglich die Energiebilanz, abhängig von der außen eingehenden Wärmestromdichte und der entsprechenden lokalen Fluidtemperatur an der Innenwand, gelöst werden muss. Dabei werden Fluidnetz und Rohrwandnetz durch die Interfacedeklarierung miteinander verknüpft. Die Wärmeübertragung innerhalb des Feststoffs ist weniger komplex und erfolgt analog zu Kapitel 3.2.1 nur durch Wärmeleitung. Sowohl die Erstellung der Geometrie als auch die anschließende Generierung des Netzes erfolgte ausschließlich mit dem ANSYS Model Designer. Auf lokale Netzverfeinerungen mit entsprechenden Wachstumsraten der Zellen wurde hier verzichtet. Das Netz für die Rohrwand wird in Abbildung 4.5 dargestellt. Die Daten bezüglich Geometrie und Knotenanzahl können in Tabelle 6 eingesehen werden.

Rohrlänge: 10 m; Innendurchmesser: 0,065 m; Außendurchmesser: 0,070 m				
	Rohrlänge	Rohrumfang	Wandstärke	gesamt
Anzahl Knoten	101	40	4	16160

Tabelle 6: Netzdaten für die Rohrwand

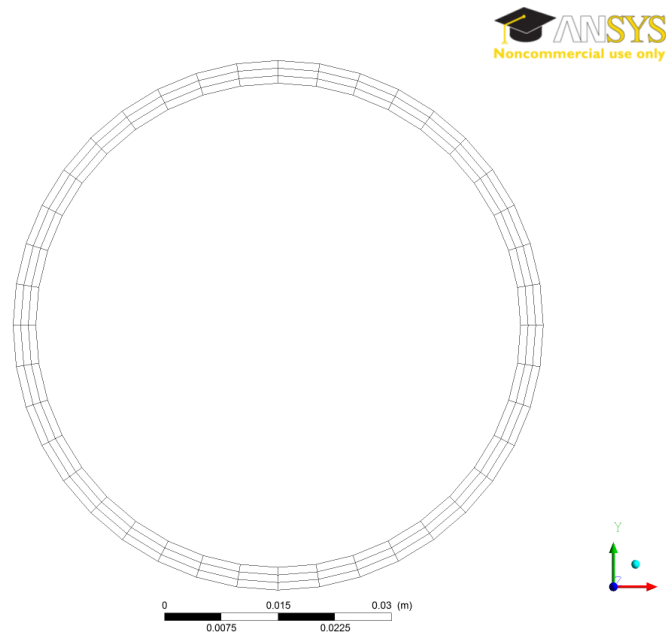


Abbildung 4.5: Dreidimensionale Darstellung des Rohrwandnetzes

4.2.3 Implementierung der Wärmeverluste

Die am Absorberrohr auftretenden Wärmeverluste, die an die Umgebung abgegeben werden, können durch das Glashüllrohr zwar hinsichtlich konvektiver Wärmeübertragung eingeschränkt werden, doch die Verluste durch Wärmestrahlung lassen sich dadurch nicht verhindern.

Für die Berücksichtigung der Wärmeverluste im Modell wird auf eine experimentell ermittelte Wärmeverlustfunktion nach [18] zurückgegriffen. Die damit verbundenen Versuche wurden am National Renewable Energy Laboratory mit dem Absorberrohr PTR70 der Firma Schott durchgeführt. Dabei wurden elektrische Heizstäbe innerhalb des Rohres angebracht, die eine gleichmäßige Erwärmung der Rohrwand ermöglichen. Um daraufhin eine konstante Rohrwandtemperatur zu erhalten, konnte bei stationären Bedingungen eine gewisse benötigte elektrische Leistung der Heizstäbe festgestellt werden, welche Rückschlüsse auf die entsprechenden Wärmeverluste über die Rohrwand geben. Für die gesamte Absorberrohrlänge wurde eine mittlere Wandtemperatur erfasst und mit der gemessenen Leistung in Korrelation gebracht [18]:

$$\dot{Q}_{loss/m} = 0,141 \cdot \vartheta_W + 6,48 \cdot 10^{-9} \cdot \vartheta_W^4 \quad (4.1)$$

Der Wärmeverlust $\dot{Q}_{loss/m}$ [W/m] gilt für die gemittelte äußere Wandtemperatur ϑ_W [°C] des Absorberrohrs. In der Gleichung sind sowohl Konvektion als auch Strahlung vom Glashüllrohr an die Umgebung berücksichtigt. Mit der Voraussetzung eines intakten Vakuums (10^{-3} bar) zwischen Stahl- und Glashüllrohr kann davon ausgegangen werden, dass der Wärmeaustausch zwischen Stahlrohr und Glashüllrohr nur durch Strahlung erfolgt [23].

Dadurch ist die Annahme gerechtfertigt, dass der beschriebene Wärmeverlust des gesamten Absorberrohrs auf die Abstrahlung des Stahlrohrs beschränkt werden kann. Auf Grund dieser Tatsache spielt auch die Umgebungstemperatur eine untergeordnete Rolle.

Emissionsgrad und Außendurchmesser für das abzubildende Absorberrohrmodell entsprechen den Daten des Experimentmodells Schott PTR70. Somit werden die Wärmeverluste auf die entsprechende Abstrahlungsfläche umgerechnet, indem $\dot{Q}_{loss/m}$ durch den Absorberrohrumfang dividiert wird.

$$\dot{q}_{loss} = \frac{\dot{Q}_{loss/m}}{D_A \cdot \pi} \quad (4.2)$$

Somit entsteht die Verlustwärmestromdichte \dot{q}_{loss} , welche in Abhängigkeit von der Wandtemperatur ϑ_W in Abbildung 4.6 dargestellt wird.

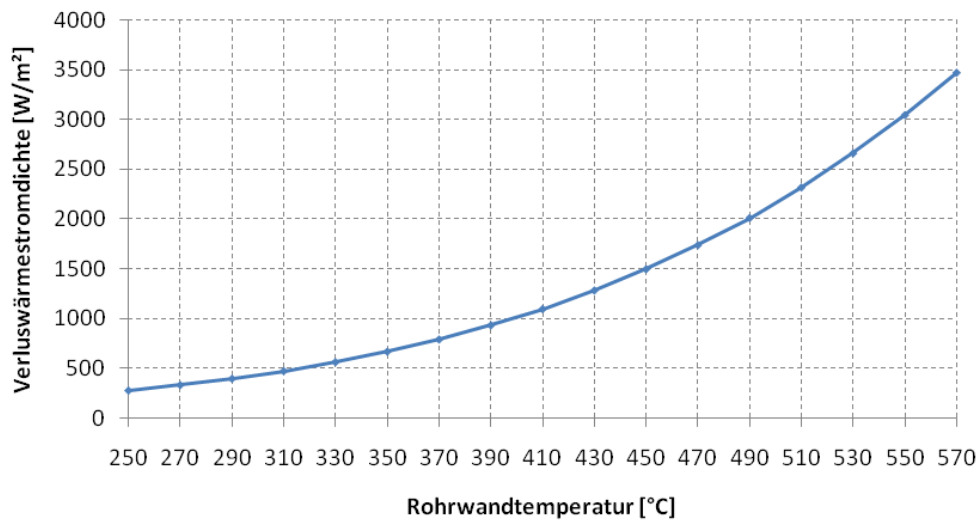


Abbildung 4.6: Temperaturabhängige Wärmeverluste an der äußeren Rohrwand

Dadurch ergibt sich natürlich auch ein nichtlinearer Temperaturanstieg des Wärmeträgermediums entlang der Kollektoren, da die Verlustwärmestromdichte \dot{q}_{loss} zunimmt, und damit die effektiv aufzunehmende Wärmestromdichte \dot{q}_{eff} mit der Länge abnimmt.

4.2.4 Implementierung der Randbedingungen

Im Rahmen der stationären Simulation werden in dieser Diplomarbeit drei verschiedene Einstrahlungsszenarios (400 W/m², 650 W/m², 850 W/m²) mit den dazu berechneten Massenströmen untersucht. Für jedes Szenario wird das Absorberrohr durch Variation der Eingangstemperatur des Wärmeträgermediums an vier unterschiedlichen Positionen in der

Kollektorschleife simuliert. Dafür wurden Temperaturen von 300° C, 370° C 450° C und 520° C festgelegt.

Die Massenströme werden aus Kapitel 4.2.1 für die jeweilige solare Direktnormalstrahlung übernommen (Tabelle 4) und mit den entsprechenden Temperaturen als Randbedingung des Fluidbereichs senkrecht zum Rohreingang deklariert.

Die Außenwand des Fluidbereichs wird mit der Rohrrinnenwand als Interface verknüpft.

Die Querschnittfläche der Rohrwand am Ein- bzw. Ausgang wird als adiabat angenommen, da hier von einem minimalen Temperaturgradienten ausgegangen werden kann.

Die zugeführte Wärmestromdichte senkrecht zur Absorberrohraußenwand wird aus dem absorbierten Wärmestrom \dot{Q}_{abs} und der vom Reflektor bestrahlten Fläche (44,6 %) berechnet (vgl. Kapitel 4.2.1)

$$\dot{q}_{abs} = \frac{\dot{Q}_{abs}}{0,446 \cdot D_A \cdot \pi \cdot L} \quad , \quad (4.3)$$

wobei D_A der Außendurchmesser des Absorberrohrs und L die Länge der Kollektorschleife ist. Diese Randbedingung werden mit Hilfe einer CEL Funktion auf den entsprechenden Teil der Rohraußenwand aufgetragen.

Im Gegensatz dazu werden die Wärmeverluste in Abhängigkeit von der lokalen Wandtemperatur nach Gleichung (4.2) als zusätzliche Randbedingung über die gesamte Rohraußenwand angegeben. Tabelle 7 fasst die verwendeten Randbedingungen für den Wärmeaustausch an der Außenwand des Absorberrohrs zusammen.

Berechnete Daten		Absorberrohrbereich	
\dot{q}_{DNI} [W/m ²]	\dot{q}_{abs} [kW/m ²]	bestrahlt	unbestrahlt
400	15,8	15,8 [kW/m ²] - $\dot{q}_{loss}(\vartheta_W)$	- $\dot{q}_{loss}(\vartheta_W)$
650	25,6	25,6 [kW/m ²] - $\dot{q}_{loss}(\vartheta_W)$	- $\dot{q}_{loss}(\vartheta_W)$
850	33,5	33,5 [kW/m ²] - $\dot{q}_{loss}(\vartheta_W)$	- $\dot{q}_{loss}(\vartheta_W)$

Tabelle 7: Randbedingungen Absorberrohraußenwand

In diesem Fall wird vereinfacht eine konstante Verteilung der eingehenden Wärmestromdichte über die theoretisch bestrahlte Absorberrohrfläche angenommen.

Zum Vergleich werden parallel dazu die Simulationen auch mit einem aus Messdaten gemittelten Einstrahlungsprofil durchgeführt [19].

Die Daten werden auf die für die Simulation festgelegten solaren Einstrahlungen umgerechnet und nach einer entsprechenden Koordinatentransformation als Randbedingung in ANSYS

CFX importiert. Abbildung 4.7 zeigt die verwendeten Profile in Abhängigkeit einer Winkelkoordinate bezogen auf die Rohrachse. Aufgrund von Spiegelverformungen weicht das tatsächliche Profil von der theoretischen Symmetrie etwas ab.

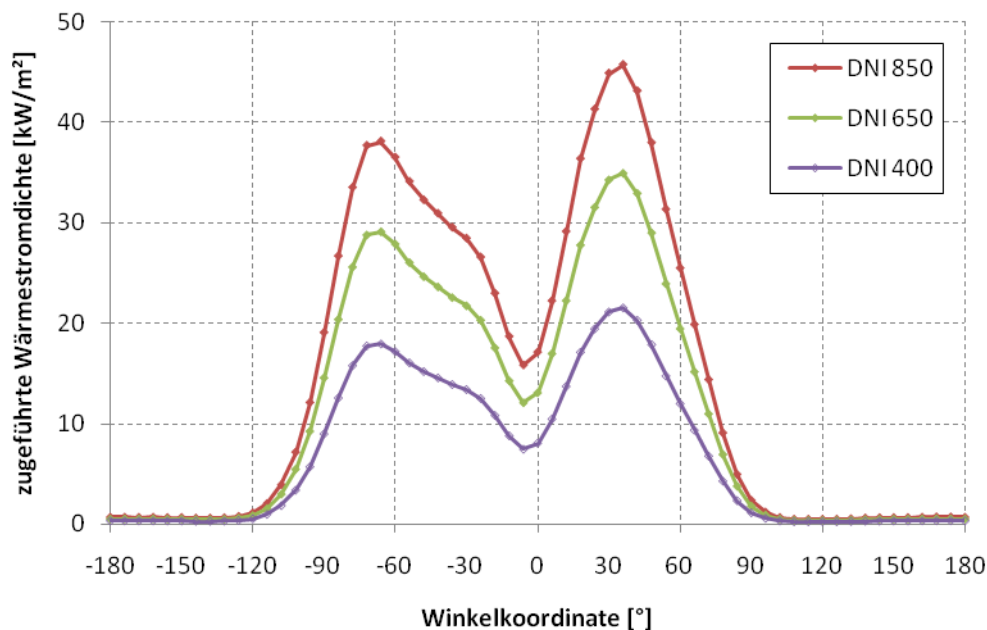


Abbildung 4.7: Inhomogenes Wärmestromdichteprofil aus Messdaten

4.2.5 Zusätzliche Einstellungen

Für die Beschreibung der Stoffeigenschaften werden die in Kapitel 2.3 und Kapitel 2.4 aufgelisteten Daten für das Absorberrohrmaterial (Chrom-Nickel-Molybdän-Stahl) bzw. das Wärmeträgerfluid (Solar Salt) verwendet.

Das Salz wird als reine Flüssigkeit mit druckunabhängiger Dichte bestimmt und gilt somit als inkompressibles Fluid [16].

Als Turbulenzmodell wird, auf Grund der Robustheit und Genauigkeit im wandnahen Bereich, das in Kapitel 3.4.3 angesprochene Shear Stress Transport (SST) Modell mit automatischer Wandfunktion gewählt. Für Simulationen von Wärmeübertragungsproblemen, die eine genaue Auflösung der Grenzschicht benötigen, wird die Verwendung dieses Turbulenzmodells empfohlen [16].

Zur Berechnung der Advektionsterme in den diskretisierten Finiten Volumen Gleichungen wird das High Resolution Verfahren festgelegt, um die diffusiven numerischen Fehler herabzusetzen. Für die Turbulenzbehandlung wird, auf Grund von höherer Robustheit, ein Lösungsverfahren erster Ordnung gewählt.

Als Konvergenzkriterium wird ein Residuum 10^{-7} als quadratischer Mittelwert (RMS) gewählt. Die maximale Anzahl der Iterationen bis zum Erreichen dieses Residuums wird auf 200 gesetzt.

4.3 Instationäre Modellierung - stagnierendes WTM

Wie bereits in den einführenden Kapiteln beschrieben, muss bei einer salzbasierten Parabolrinnenanlage darauf geachtet werden, dass es zu keiner Erstarrung (bzw. Überhitzung) des Wärmeträgermediums innerhalb der Rohrleitungen kommt. Die relativ hohe Schmelztemperatur der Salze bildet einen der gravierendsten Nachteile bezüglich des Einsatzes solcher Wärmeträgermedien. Deshalb ist es erforderlich, dass die Zirkulation im gesamten Salzkreislauf stets aufrechterhalten bleibt, und bei einem möglichen Ausfall der Pumpen rechtzeitig eingreifende Notfallsysteme vorhanden sind.

Im Rahmen dieser Diplomarbeit soll neben der stationären Simulation des Absorberrohrs, die Notfallsituation betrachtet werden, bei der das Wärmeträgermedium innerhalb des Kollektorfelds zum Stillstand kommt. Einerseits soll bei nicht vorhandener Einstrahlung (bei Nacht) eine Abkühlung des stagnierenden Salzes auf die kritische Erstarrungstemperatur simuliert werden, andererseits soll eine Überhitzung bis zur kritischen thermischen Stabilität des Salzes bei solarer Einstrahlung untersucht werden. Letzteres tritt bei einem Störfall der einachsigen Kollektornachführung ein, so dass eine Defokussierungsmaßnahme nicht möglich ist.

4.3.1 Modellbeschreibung und Vorbereitung

Bei der Simulation dieser Notfallsituationen kommt es zu der in Kapitel 3.2.2 angesprochenen freien Konvektion innerhalb des Absorberrohrs. Somit erfolgt hier eine instationäre Betrachtung der Wärmeübertragung, zumal das Hauptinteresse bezüglich dieser Simulationen bei einer zeitlichen Abschätzung bis zum Erreichen der kritischen Temperaturen liegt.

Für den Fall der Abkühlung wird die Situation nachgestellt, bei der das Salz vom kalten Speicher mit einer Temperatur von 290°C in das Kollektorfeld gepumpt wird und bis zum Austritt auf eine Temperatur von etwa 270°C abkühlt. Danach wird es durch Mischung mit restlichem Salz aus dem warmen Speicher bzw. durch einen Hilfsbrenner wieder auf Temperatur des kalten Speichers gebracht. Dies wäre ein denkbarer Nachtbetriebszustand, bei dem die Zirkulation im Kollektorfeld mit möglichst wenig Wärmeverlusten aufrechterhalten bleibt. Für den "Worst Case" soll durch einen Pumpenausfall der Massenstrom komplett zum Erliegen kommen und die weitere Abkühlung des Wärmeträgerfluids am Ende der Kollektorschleife, also bei ca. 270°C , betrachtet werden. Die kritische Temperatur, bei der erste Erstarrungsvorgänge ablaufen können, wird auf 240°C festgelegt.

Bei der Aufheizung wird für einen normalen Betriebszustand, mit einer Direktnormalstrahlung von 850 W/m^2 , ein plötzlicher Massenstromstillstand angenommen. Auch hier wird der "Worst Case" am Ende der Kollektorfeldschleife bei einer Maximaltemperatur des Wärmeträgermediums von etwa 550°C betrachtet. Für die Simulation wird eine Aufheizung bis zu einer kritischen Stabilitätsgrenze von 600°C vorgesehen.

In beiden Fällen soll also ein ruhendes Fluid mit einem Wärmeübergang und einer resultierenden freien Konvektionsbewegung simuliert werden. Für eine Abschätzung der zu erwartenden Strömung kann die Rayleigh-Zahl nach Gleichung (3.20) betrachtet werden. Tabelle 8 fasst die durchgeführten Berechnungen zusammen.

	$T_\infty [^\circ\text{C}]$	$Pr [-]$	$T_w [^\circ\text{C}]$	$L [\text{m}]$	$\beta [1/\text{K}]$	$Gr [-]$	$Ra [-]$
Abkühlung	250	14,9	248	0,064	$3,3 \cdot 10^{-4}$	$2,9 \cdot 10^5$	$4,3 \cdot 10^6$
Überhitzung	575	4,4	595	0,064	$3,7 \cdot 10^{-4}$	$4,8 \cdot 10^7$	$2,2 \cdot 10^8$

Tabelle 8: Ergebnisse zu den Berechnungen der Rayleigh-Zahlen

Für die charakteristische Länge wird der Rohrrinnendurchmesser verwendet. Die kritische Rayleigh-Zahl liegt üblicherweise bei $Ra \approx 10^8$ (Kapitel 3.2.2.2).

Für den Abkühlungsfall wird daher von einer laminaren Strömung ausgegangen und somit kein Turbulenzmodell angewendet, für den Überhitzungsfall wird zum Vergleich auch eine zusätzliche Simulation mit Turbulenzmodell durchgeführt.

Für die Geometrie des zu behandelnden instationären Problems wurde, auf Grund längerer Rechenzeiten, eine deutliche Verringerung der Rohrlänge auf $0,1 \text{ m}$ vorgenommen.

4.3.2 Netzgenerierung

Die Netzgenerierung für den Fluidbereich wird analog zu Kapitel 4.2.2 mit ICEM CFD verwirklicht. Durch die Abschätzung der Strömungscharakteristik mit Hilfe der Rayleigh-Zahl kann von einer Grenzschichtausbildung durch die freie Konvektionsströmung ausgegangen werden, weshalb eine ähnliche Netzauflösung wie beim stationären Modell gewählt wurde. Für eine Netzverfeinerungsstudie wurden drei Netze mit unterschiedlicher Genauigkeit generiert, die in Tabelle 9 aufgelisteten werden.

Abbildungen zu den Netzen befinden sich in zweidimensionaler Darstellung im Anhang A.

Rohrlänge: 0,1 m; Durchmesser: 0,065 m; Seitenlänge O-Grid-Block: 0,0235 m			
Netz	A	B	C
Knoten über Rohrumfang	36	56	76
Knoten Wand ↔ Innenblock	19	30	34
1. Knotenabstand [m]	$5,0 \cdot 10^{-5}$	$1,0 \cdot 10^{-5}$	$5,0 \cdot 10^{-6}$
Wachstumsrate	1,29	1,25	1,25
Knoten über Rohrlänge	6	8	10
Wachstumsrate	1	1	1
Knotenabstand [m]	$20 \cdot 10^{-3}$	$14 \cdot 10^{-3}$	$11 \cdot 10^{-3}$
Gesamtanzahl Knoten	4488	14792	29080

Tabelle 9: Netzdaten des Fluidbereichs für das instationäre Modell

Für den Rohrwandbereich wird das Netz aus dem stationären Modell mit entsprechend angepasster Länge (5 Knoten über die Rohrlänge) übernommen.

4.3.3 Randbedingungen

Für das instationäre Modell zur Überhitzung der Salzschnmelze bei $\dot{q}_{\text{DNI}} = 850 \text{ W/m}^2$ ergeben sich analog zum stationären Modell dieselben Randbedingungen bezüglich der Wärmestromdichte auf die Absorberrohraußenwand. Auf Grund der Untersuchung des lokalen Temperaturmaximum wird dabei das inhomogene Wärmestromdichteprofil aus den Messdaten verwendet (siehe Abbildung 4.7).

Für die Abkühlung fällt die zugeführte Wärmestromdichte entsprechend weg und es wird lediglich die Verlustwärmestromdichte abhängig von der lokalen Wandtemperatur nach Gleichung (4.2) über den gesamten Rohrumfang abgeführt.

In beiden Fällen wird ein Stillstand der Salzzirkulation simuliert, somit werden am Ein- und Ausgang des Rohrsegments Symmetrieebenen als Randbedingung gesetzt, dadurch wird sichergestellt, dass keine ein- bzw. ausströmenden Massenflüsse entstehen.

Für die Initialisierung der Temperatur zum Zeitpunkt $t = 0$ wird von einer Simulation des stationären Absorberrohrmodells Gebrauch gemacht.

Dabei wird ein Absorberrohr bei dem in Kapitel 4.3.1 beschriebenen unbestrahlten Nachtbetriebszustand bzw. dem bestrahlten Betriebszustand bei $\dot{q}_{\text{DNI}} = 850 \text{ W/m}^2$ simuliert.

Anschließend werden die berechneten Temperaturdaten für einen Rohrabschnitt von 0,1 m in das jeweilige instationäre Modell importiert.

4.3.4 Zusätzliche Einstellungen

Für die Beschreibung der freien Konvektion mit der in Kapitel 3.2.2 beschriebenen Boussinesq-Approximation werden die Referenztemperaturen und Ausdehnungskoeffizienten entsprechend Tabelle 8 verwendet.

Da es sich um eine transiente Simulation handelt, werden die Ergebnisse im Rahmen einer Zeitschrittanalyse verglichen. Tabelle 10 zeigt die Wahl der verschiedenen Zeitschritte.

Für die zeitliche Diskretisierung wird das "Second Order Backward Euler" Verfahren gewählt.

	Δt_1 [s]	Δt_2 [s]	Δt_3 [s]	Δt_4 [s]
Abkühlung	10	5	2	-
Überhitzung	2	0,5	0,2	0,1

Tabelle 10: Zeitschritte für die instationären Simulationen

Wie bereits erwähnt, wird für den Fall der Abkühlung des Wärmeträgermediums kein Turbulenzmodell verwendet. Durch die erhöhte Rayleigh-Zahl im Fall der Überhitzung wird neben der laminaren Simulation zum Vergleich auch eine Simulation mit Turbulenzmodell vorgenommen. Hier sollte ein anisotropes Reynoldsspannungsmodell zur Anwendung kommen, welches aber auf Grund von Konvergenzproblemen im CFX Solver durch das robustere SST Modell ersetzt wurde.

Als Konvergenzkriterium wird das Residuum auf 10^{-6} als quadratischer Mittelwert (RMS) gesetzt. Pro Zeitschritt ist die maximale Anzahl der Iteration auf 15 festgelegt.

5 Simulationsergebnisse und Diskussion

Die folgenden Kapitel dienen der Darstellung und Auswertung der Ergebnisse der beschriebenen Modellsimulationen.

5.1 Stationäre Simulation

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der stationären Simulation des Absorberrohrs aufgezeigt und diskutiert. Dafür werden zunächst die Untersuchungen zur Fehlereinschränkung dargestellt. Weiterhin sollen einige ausgewählte Ergebnisse eine veranschaulichende Darstellung des entwickelten Modells geben. Abschließend wird mit Hilfe der gewonnenen Daten eine Anpassung der Wärmeverlustberechnung durchgeführt. Informationen bezüglich Konvergenzverlauf und Rechenzeit der Simulationen können im Anhang B eingesehen werden.

5.1.1 Qualitätskontrolle

Im Sinne einer Verifikation der Simulationsergebnisse wurde für das stationäre Modell eine Netzverfeinerungsstudie mit den fünf aufgelisteten Netzen 1-5 durchgeführt. Da die Dicke der besprochenen laminaren Unterschicht der Rohrströmung von der Reynolds-Zahl abhängig ist, wurden die Netzstudien für drei repräsentative Reynolds-Zahlen im erwarteten Bereich nach Abbildung 4.2 durchgeführt. Dadurch wird der numerische Diskretisierungsfehler, abhängig von Strömungscharakter und Netzauflösung, eingegrenzt. Bei der Netzverfeinerungsstudie wurde nur der Fluidbereich mit einer homogen über den Umfang zugeführten Wärmestromdichte simuliert. Dabei soll die mittlere Nußelt-Zahl im hydrodynamisch und thermisch eingelaufenen Bereich als Beobachtungsgröße dienen. Mit der empirischen Gleichung (3.14) von Gnielinski kann das Modell gleichzeitig auch validiert werden. Der längenabhängige Faktor für die Einlaufstrecke aus Gleichung (3.15) wird nicht berücksichtigt, da hier nur der eingelaufene Bereich betrachtet wird. Abbildung 5.1 zeigt die Ergebnisse der mittleren Nußelt-Zahlen (im Rohrabschnitt 5 m - 9 m) abhängig vom verwendeten Netz mit entsprechender Knotenanzahl.

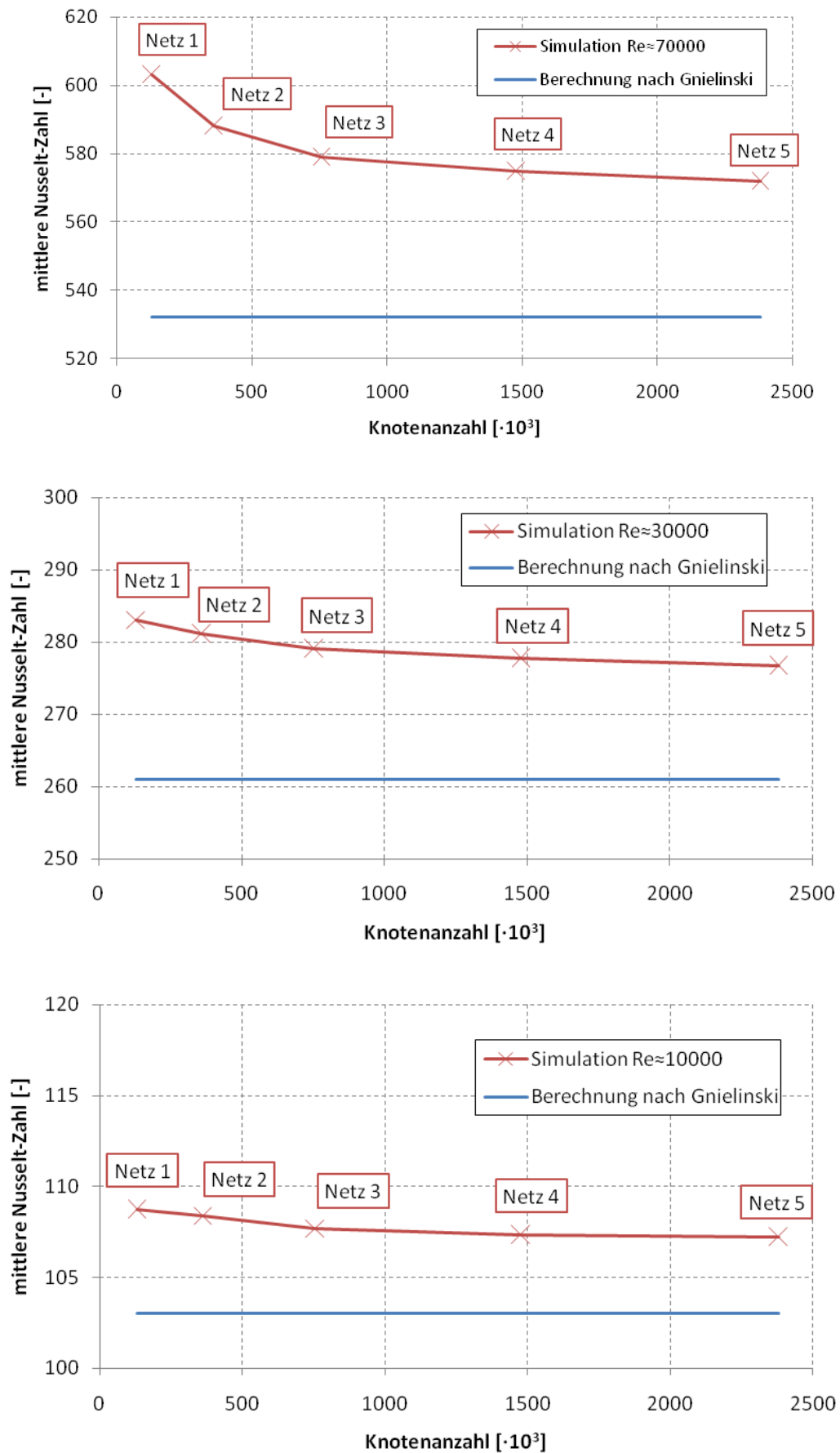


Abbildung 5.1: Mittlere Nußelt-Zahl bei steigender Netzfeinheit

Anhand dieser Netzstudie wurde für die stationären Simulationen die Verwendung von Netz 3 festgelegt. Hier liegt die Abweichung der mittleren Nußelt-Zahl zur nächsten Verfeinerungsstufe (Netz 4) bei weniger als 0,8 %. Damit kann der Einfluss des numerischen Fehlers auf Grund unzureichender Diskretisierung weitestgehend ausgeschlossen werden.

Die Abweichung zum berechneten Ergebnis nach Gnielinski beträgt weniger als 9 %, was im Rahmen einer gewissen Unschärfe dieser empirischen Korrelation ($\pm 7 \%$) [20] ein akzeptables Ergebnis darstellt.

In einem weiteren Schritt wird sichergestellt, dass die thermische und hydrodynamische Einlaufstrecke abgeschlossen ist. Die folgende Abbildung 5.2 zeigt für die Testsimulation mit Netz 3 bei der minimalen Reynolds-Zahl von ca. 10000 den Verlauf der Geschwindigkeit bzw. der Temperatur entlang der Rohrachse.

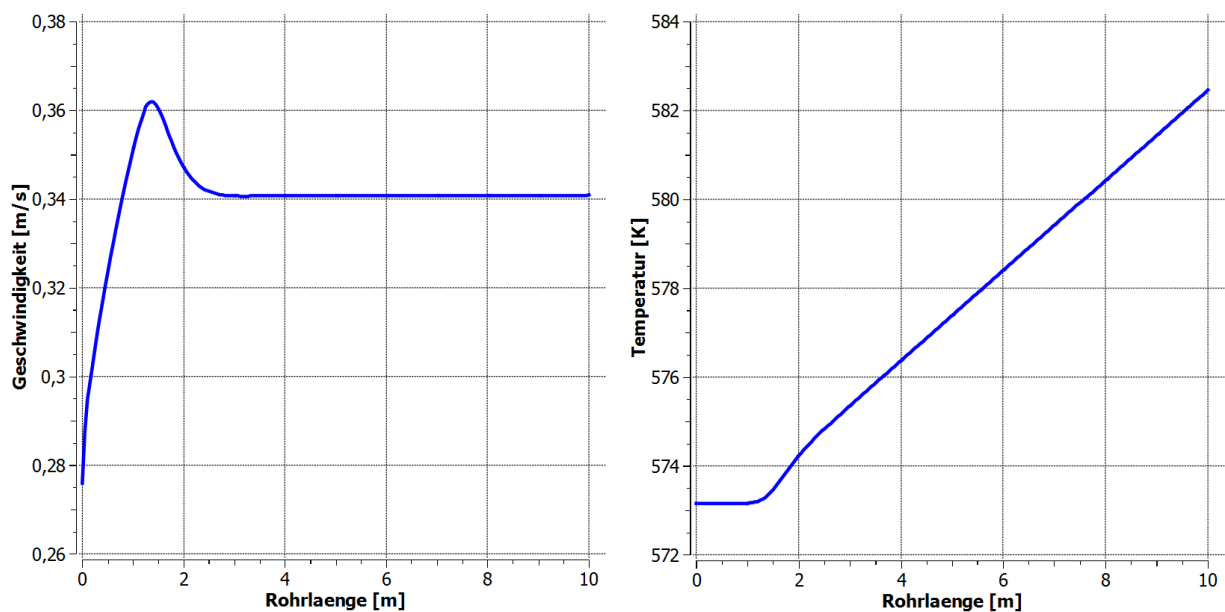


Abbildung 5.2: Verlauf der Geschwindigkeit bzw. Temperatur entlang der Rohrachse

Man kann erkennen, dass sich ab einer Rohrlänge von 4 m eine konstant verlaufende Geschwindigkeit bzw. eine linear ansteigende Fluidtemperatur einstellt. Damit kann auch für die höheren Reynolds-Zahlen von ausgebildeten Profilen ausgegangen werden.

Um den Verlauf der lokalen Nußelt-Zahlen entlang des simulierten Absorberrohrs zu veranschaulichen, wird der eingelaufene Bereich (4 m - 9 m) in Abbildung 5.3 genauer betrachtet. Diese zeigt die prozentualen Abweichungen der lokalen Nußelt-Zahlen bezogen auf den Wert am Ende des betrachteten Bereichs.

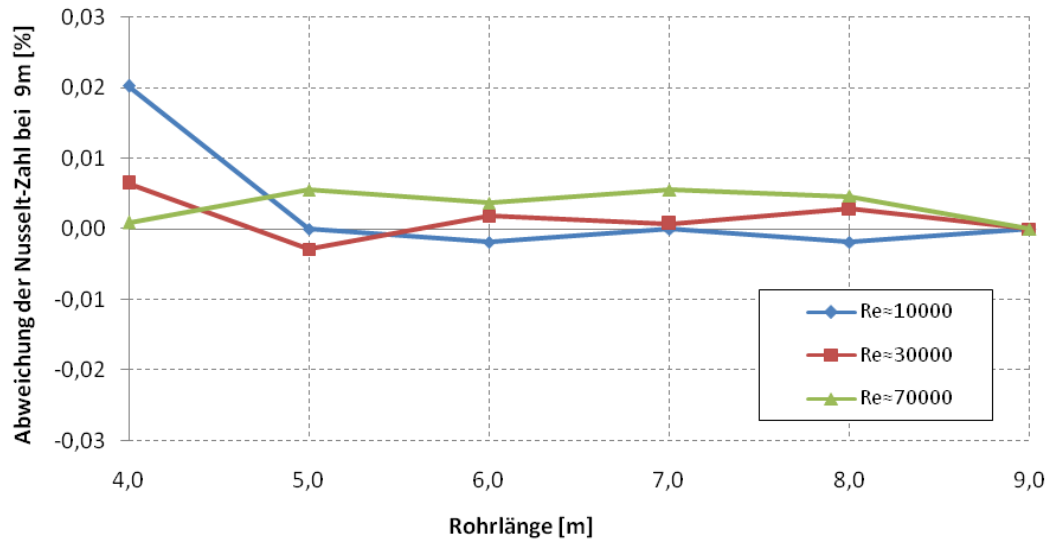


Abbildung 5.3: Verlauf der Nußelt-Zahlen bei einer Testsimulation

Als Ergebnis kann daraus entnommen werden, dass die Nußelt-Zahlen ab einer Rohrlänge von 4 m nur noch maximal 0,02 % von dem Wert weiter stromabwärts (bei 9 m) abweichen, was eine thermisch ausgebildete Strömung für den Bereich des Absorberrohrmodells bestätigt (vgl. Kapitel 3.2.2).

5.1.2 Analyse der Wärmeübergänge

Für die in Kapitel 4.2.4 beschriebenen Modelle werden nun einige Simulationsergebnisse dargestellt. Exemplarisch für das entstandene Absorberrohrmodell, zeigt Abbildung 5.4 zunächst den Anfangsbereich der Kollektorschleife bei einem Einstrahlungsszenario von $\dot{q}_{\text{DNI}} = 400 \text{ W/m}^2$ mit dem inhomogenen Wärmeeinstrahlungsprofil nach Abbildung 4.7 und einer Eintrittstemperatur von 300° C . Der Bereich der Einlaufstrecke wird hier nicht abgebildet.

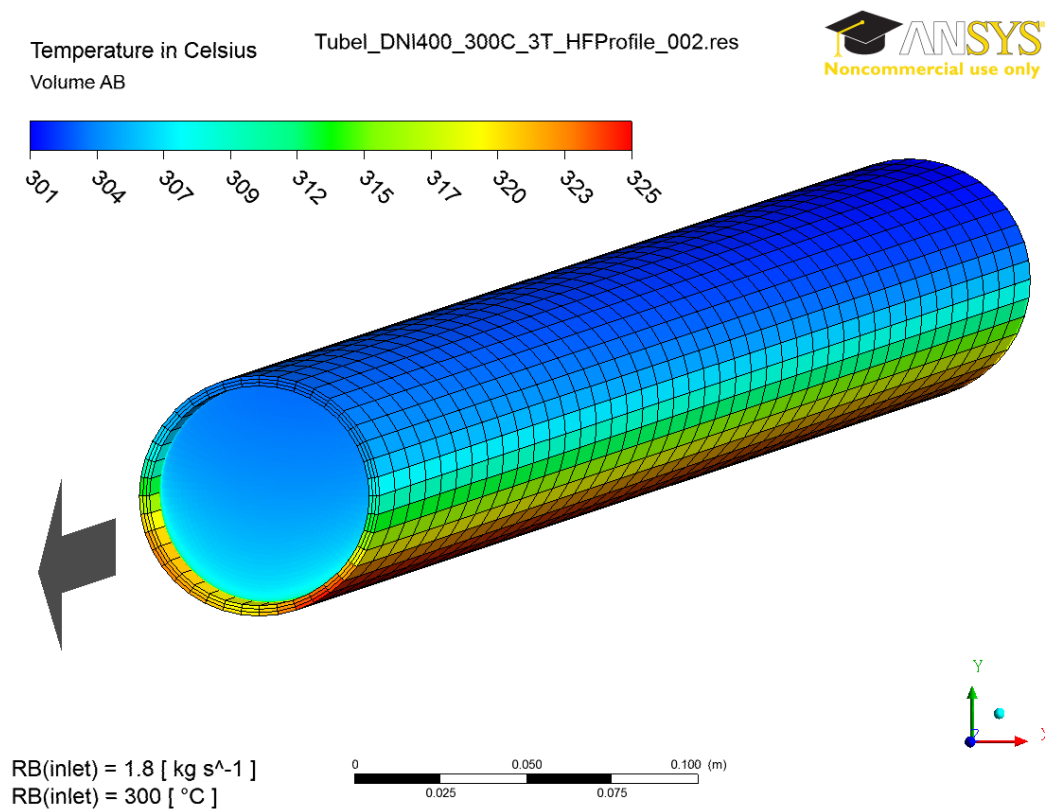


Abbildung 5.4: Absorberrohrmodell mit einer solaren Einstrahlung von 400 W/m^2

In Abhängigkeit der Fluidtemperatur kann mit Hilfe des Modells jede Position im Kollektorfeld mit den resultierenden Wandtemperaturen simuliert werden.

Im Weiteren sollen die Wärmeübergangsvorgänge entlang der Kollektorschleife analysiert werden. Dafür werden die Ergebnisse für die solare Einstrahlung von 650 W/m^2 (vereinfachtes Einstrahlungsprofil) bei den festgelegten Fluidtemperaturen (300° C , 370° C , 450° C , 520° C) untersucht. Abbildung 5.5 zeigt dafür die Temperaturprofile, dargestellt als Differenz zur vorherrschenden mittleren Fluidtemperatur (adiabate Mischungstemperatur).

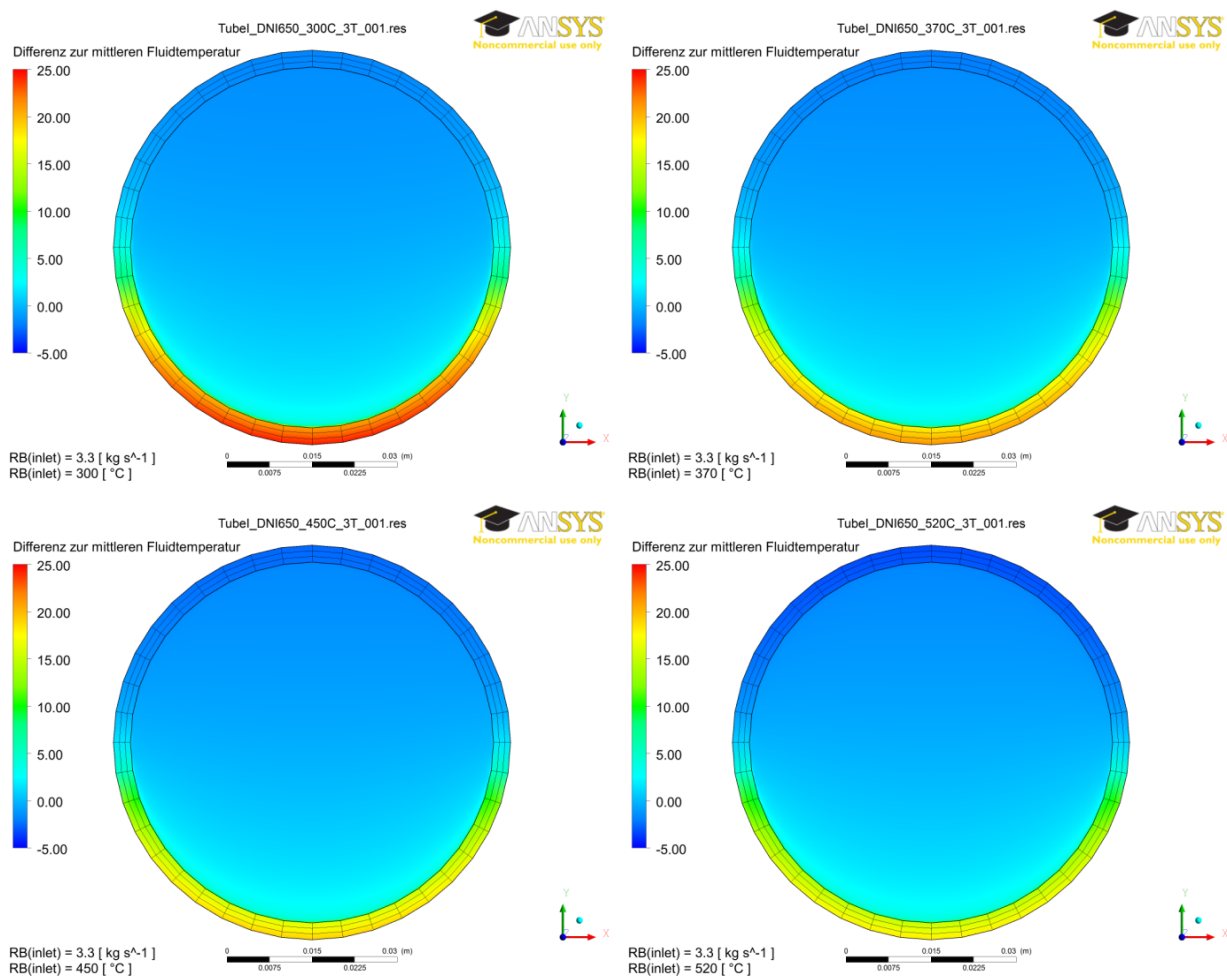


Abbildung 5.5: Temperaturprofil als Differenz zur mittleren Fluidtemperatur (solare Einstrahlung: 650 W/m²)

Dabei ist festzustellen, dass im bestrahlten Bereich die Temperaturdifferenzen zwischen Wand und Fluid entlang der Kollektorschleife deutlich abnehmen. Mit Gleichung (3.9) kann dies zum einen damit begründet werden, dass durch die zunehmenden Wärmeverluste der effektiv eingestrahlt Wärmestrom abnimmt, zum anderen wird die Viskosität durch die steigende Fluidtemperatur verringert, was zu einer erhöhten Reynolds-Zahl und damit zu einem besseren Wärmeübergang zwischen Wand und Fluid führt.

Um einen näheren Aufschluss zu erhalten, wird in Abbildung 5.6 für die angegebenen Profile der mittlere Wärmeübergangskoeffizient zwischen Rohrrinnenwand und Fluid erfasst, und über die jeweiligen Fluidtemperaturen aufgetragen. Zum Vergleich wird dabei ebenso der Verlauf des gesamten, effektiv eingehenden Wärmestroms auf das Absorberrohr angezeigt. Er entspricht bei der stationären Simulation natürlich auch dem Wärmestrom zwischen Rohrwand und Fluid.

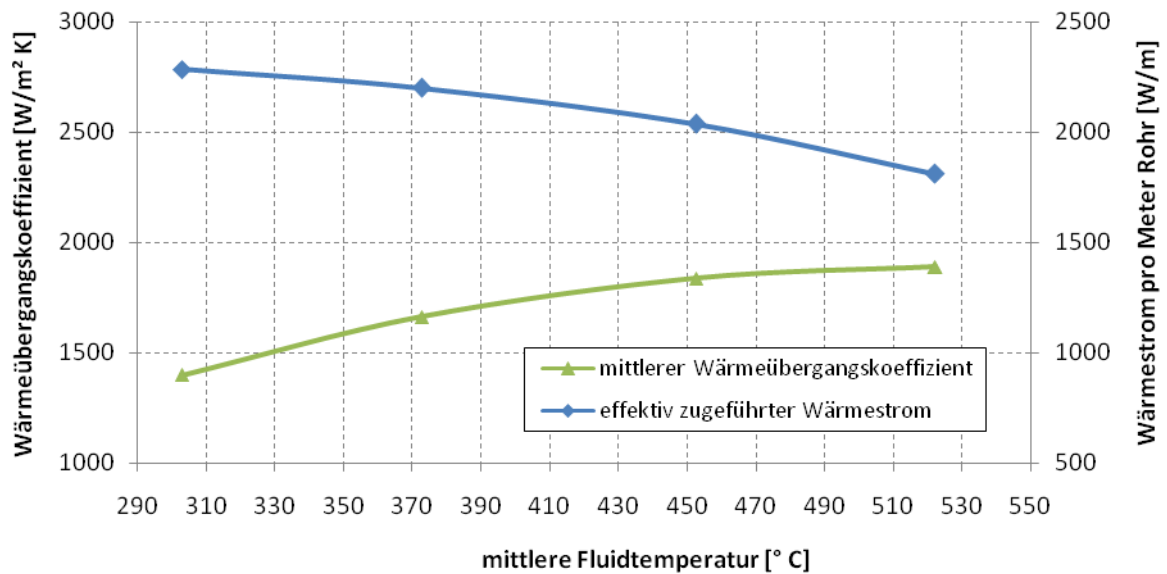


Abbildung 5.6: Verlauf von Wärmeübergangskoeffizient und Wärmezufuhr (solare Einstrahlung: 650 W/m^2)

Hier kann man erkennen, dass sowohl die Abnahme des effektiven Wärmestroms in das Absorberrohr, als auch die Zunahme des Wärmeübergangskoeffizienten entlang der Kollektorschleife tendenziell in gleicher Weise für die Abschwächung der Temperaturdifferenz zwischen Rohrwand und Fluid verantwortlich ist. Lokal betrachtet, wirkt sich im oberen Bereich des Absorberrohrs die Zunahme der Wärmeverluste als eine Verstärkung des Wärmestroms aus, wodurch an dieser Stelle eine gewisse Erhöhung der Temperaturdifferenz zu erkennen ist.

Zum Vergleich werden in Abbildung 5.7 auch die mittleren Wärmeübergangskoeffizienten bei den anderen Einstrahlungsszenarien von 400 W/m^2 und 850 W/m^2 angegeben.

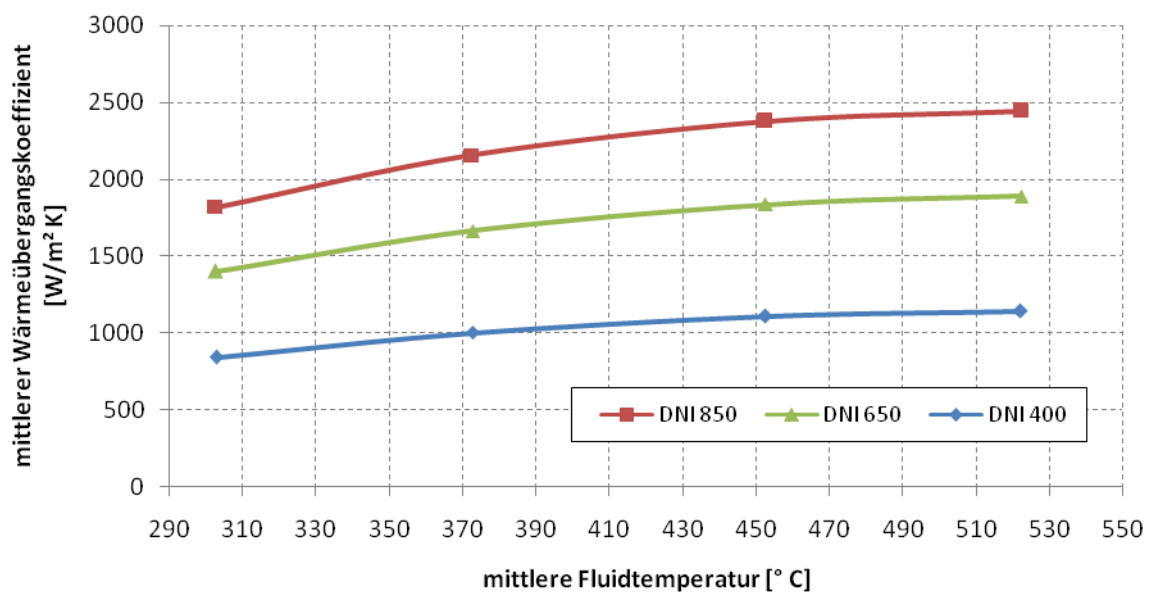


Abbildung 5.7: Vergleich der mittleren Wärmeübergangskoeffizienten

Durch die höheren Massenströme bei den stärkeren Einstrahlungen ergibt sich ebenso eine Verbesserung des Wärmeübergangs von der Rohrrinnenwand auf das Fluid. Durch eine Erhöhung der Einstrahlung steigt jedoch auch die Temperaturdifferenz zwischen Außenwand und Innenwand des Rohres, was bei dem Vergleich der Temperaturprofile in Abbildung 5.8 deutlich wird. Hier können für die Fluidtemperatur von 450°C die Rohrwandtemperatur bei den verschiedenen Einstrahlungen (links: 400 W/m^2 , rechts: 850 W/m^2) betrachtet werden.

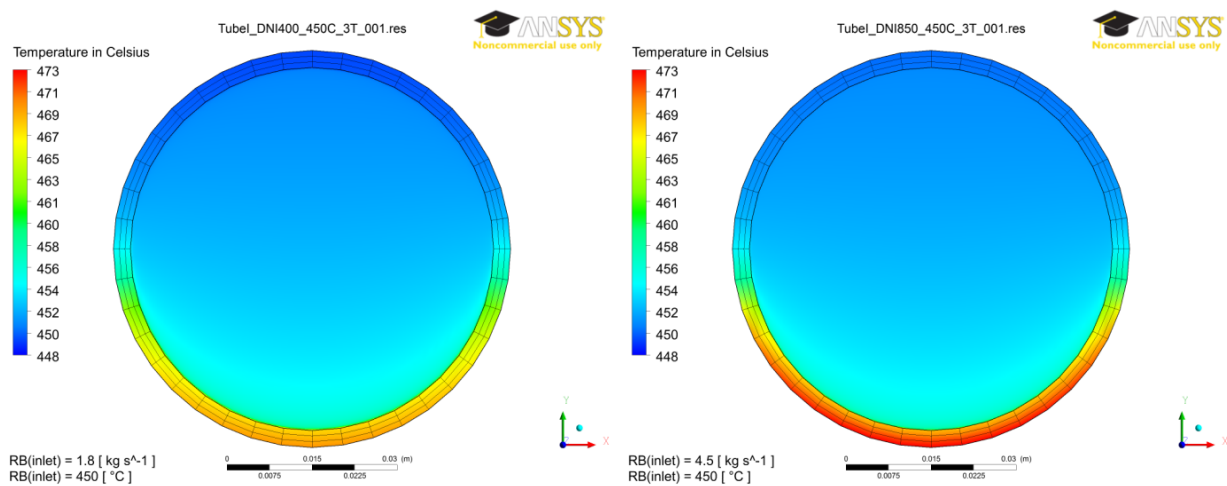


Abbildung 5.8: Vergleich der Rohrwandtemperatur bei verschiedenen Einstrahlungsintensitäten

Durch die konstant bleibende Leitfähigkeit (22 W/m K) des Rohrmaterials ergibt sich bei einem steigenden Wärmestrom durch die Rohrwand auch eine entsprechend höhere Rohraußentemperatur. Dadurch erhöhen sich natürlich auch die temperaturbedingten Abstrahlungsverluste. Eine genaue Analyse der Wärmeverluste folgt im nächsten Kapitel.

5.1.3 Analyse der Wärmeverluste

Mit Hilfe der stationären Simulationen können für eine bestimmte mittlere Fluidtemperatur (adiabate Mischungstemperatur) im Absorberrohr die entsprechenden Wandtemperaturen über den äußeren Rohrumfang und damit auch die entsprechenden Wärmeverluste $\dot{q}_{loss}(\vartheta_W(\vartheta_F))$ ermittelt werden. Analog zur Wärmeverlustgleichung (4.1) nach [18] kann somit eine Wärmeverlustfunktion $\dot{Q}_{loss/m}$ in Abhängigkeit der Fluidtemperatur bestimmt werden.

$$\dot{Q}_{loss/m} = \oint \dot{q}_{loss}(\vartheta_W(\vartheta_F)) dU \quad , \quad (5.1)$$

wobei $\dot{Q}_{loss/m}$ [W/m] die über den Umfang U [m] aufsummierte Wärmestromdichte \dot{q}_{loss} [W/m] bei einer adiabaten Mischungstemperatur ϑ_F [° C] des Fluids ist.

Aktueller Stand der Technik ist die Annahme einer homogenen Wandtemperatur die etwa 7° C höher liegt als die entsprechende Fluidtemperatur ϑ_F . Diese Annahme soll im Rahmen der Diplomarbeit überprüft und mit einer neuen, angepassten Wärmeverlustgleichung aktualisiert werden.

Die Ergebnisse der stationären Simulationen mit dem vereinfachten, theoretisch ermittelten Wärmeeinstrahlungsprofil werden in Tabelle 11 angezeigt. Dabei wurden für jede Simulation an zwei Stellen ($z = 5$ m und $z = 9$ m) des Absorberrohrs die Wärmeverluste $\dot{Q}_{loss/m}$ über den Rohrumfang und die vorliegenden mittleren Fluidtemperaturen ϑ_F erfasst.

DNI: 400 [W/m²]

ϑ_F [°C]	302.5	304.6	372.4	374.3	452.1	453.8	521.7	523.0
$\dot{Q}_{loss/m}$ [W/m]	105.3	107.1	188.4	191.3	349.6	353.9	571.2	576.3

DNI: 650 [W/m²]

ϑ_F [°C]	302.3	304.2	372.2	374.0	452.1	453.7	521.8	523.3
$\dot{Q}_{loss/m}$ [W/m]	105.7	107.4	189.5	192.2	352.5	356.8	577.6	583.3

DNI: 850 [W/m²]

ϑ_F [°C]	302.2	304.0	372.2	373.9	452.1	453.7	521.9	523.4
$\dot{Q}_{loss/m}$ [W/m]	106.3	107.9	190.5	193.2	354.6	358.9	581.4	587.4

Tabelle 11: Mittlere Fluidtemperaturen mit entsprechenden Wärmeverlusten (vereinfachtes Einstrahlungsprofil)

Mit Hilfe des MATLAB "Curve Fitting Tool" kann aus den Daten für die jeweilige Einstrahlungsintensität eine angepasste Wärmeverlustgleichung ermittelt werden (siehe Tabelle 12). Allerdings muss hierbei beachtet werden dass diese Funktion durch Extra- bzw. Interpolation wiederum mit einer gewissen Unschärfe verbunden ist.

$\dot{Q}_{loss/m} = p_1 \cdot \vartheta_F + p_2 \cdot \vartheta_F^4$			
	DNI 400 [W/m ²]	DNI 650 [W/m ²]	DNI 850 [W/m ²]
p_1	0,169	0,168	0,169
p_2	$6,527 \cdot 10^{-9}$	$6,610 \cdot 10^{-9}$	$6,651 \cdot 10^{-9}$

Tabelle 12: Parameter der Wärmeverlustgleichungen beim vereinfachten Einstrahlungsprofil

Ebenso werden die Simulationsergebnisse mit dem gemessenen Einstrahlungsprofil nach Abbildung 4.7 bezüglich der Wärmeverluste $\dot{Q}_{loss/m}$ ausgewertet. Tabelle 13 und Tabelle 14 zeigen die dabei entstandenen Daten.

DNI: 400 [W/m²]

ϑ_F [°C]	302.7	304.8	372.5	374.5	452.2	454.0	521.8	523.3
$\dot{Q}_{loss/m}$ [W/m]	105.8	107.7	189.2	192.3	350.9	355.5	573.0	578.5

DNI: 650 [W/m²]

ϑ_F [°C]	302.4	304.4	372.3	374.2	452.2	453.9	522.0	523.5
$\dot{Q}_{loss/m}$ [W/m]	106.2	108.0	190.3	193.2	353.7	358.3	579.4	585.5

DNI: 850 [W/m²]

ϑ_F [°C]	302.4	304.2	372.3	374.1	452.2	453.9	522.0	523.6
$\dot{Q}_{loss/m}$ [W/m]	106.8	108.5	191.3	194.2	355.9	360.5	583.4	589.7

Tabelle 13: Mittlere Fluidtemperaturen mit entsprechenden Wärmeverlusten (gemessenes Einstrahlungsprofil)

$\dot{Q}_{loss/m} = p_1 \cdot \vartheta_F + p_2 \cdot \vartheta_F^4$			
	DNI 400 [W/m ²]	DNI 650 [W/m ²]	DNI 850 [W/m ²]
p_1	0,170	0,169	0,170
p_2	$6,535 \cdot 10^{-9}$	$6,617 \cdot 10^{-9}$	$6,665 \cdot 10^{-9}$

Tabelle 14: Parameter der Wärmeverlustgleichungen beim gemessenen Einstrahlungsprofil

Um einen Vergleich zwischen den ermittelten Gleichungen durchzuführen, werden in Abbildung 5.9 die drei Verlustfunktionen beim vereinfachten Einstrahlungsprofil auf die drei Verlustfunktionen des gemessenen Einstrahlungsprofils (Referenzfunktionen) normiert und über die mittleren Fluidtemperaturen aufgetragen.

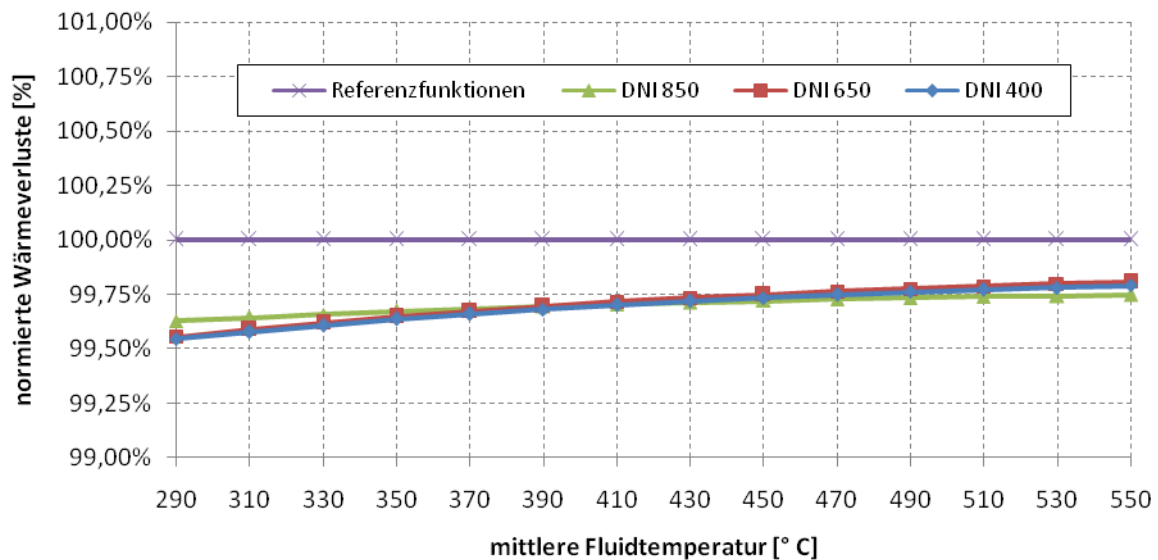


Abbildung 5.9: Fehleranalyse der Verlustfunktionen bei Verwendung des vereinfachten Einstrahlungsprofils

Als Ergebnis erhält man die prozentuale Abweichung der Verlustfunktionen, die bei der vereinfachten Annahme des Einstrahlungsprofils entstehen würden. Man kann erkennen, dass im Anfangsbereich der Kollektorschleife, also bei kälteren Fluidtemperaturen, die maximalen Abweichungen von ca. 0,5 % auftreten. Das verwendete "Rechteckprofil" als vereinfachte Einstrahlungsrandbedingung unterscheidet sich bezüglich der Ergebnisse der Wärmeverlustberechnung also nur geringfügig von der mit dem gemessenen Einstrahlungsprofil. Es kann somit als hinreichende Näherung an das tatsächliche Profil verwendet werden.

Weiterhin wird im Rahmen der Wärmeverlustanalyse untersucht, wie hoch ein zu erwartender Fehler wäre wenn die ermittelten Gleichungen für die verschiedenen Einstrahlungsszenarios zu einer allgemeinen Wärmeverlustgleichung zusammengefasst werden.

Für das inhomogene Einstrahlungsprofil ergibt sich bei einer Mittelung der Parameter die folgende allgemeine Wärmeverlustgleichung:

$$\dot{Q}_{loss/m} = 0,17 \cdot \vartheta_F + 6,606 \cdot 10^{-9} \cdot \vartheta_F^4 \quad (5.2)$$

Um den Fehler dieser gemittelten Funktion abzuschätzen, zeigt Abbildung 5.10 den Vergleich zu den Wärmeverlustfunktionen der untersuchten Einstrahlungsintensitäten. Eine Normierung erfolgt über die mit Gleichung (5.2) berechneten Wärmeverluste.

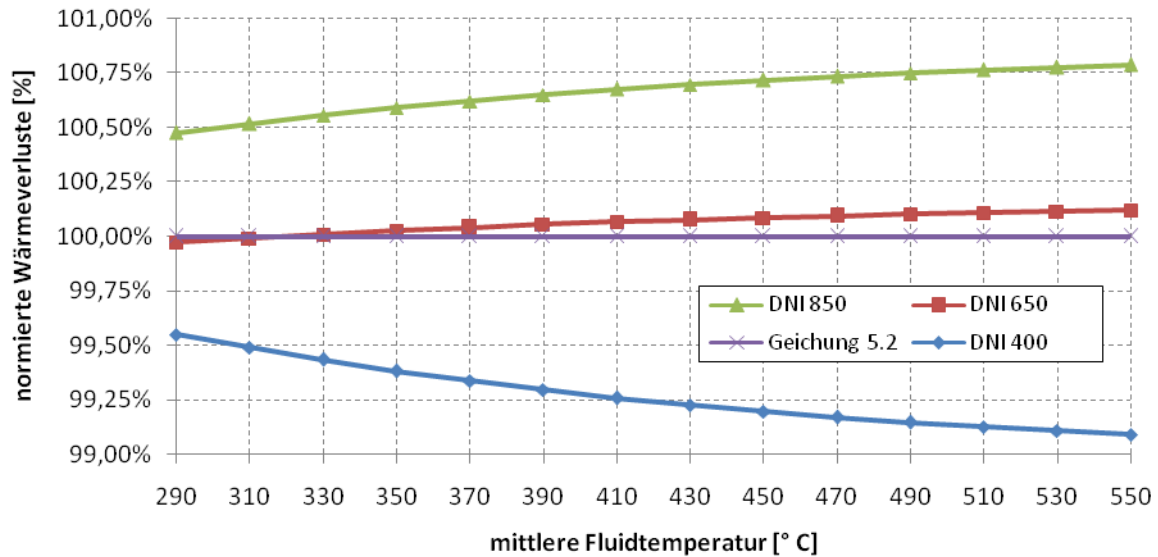


Abbildung 5.10: Fehleranalyse für die gemittelte Wärmeverlustfunktion

Hier kann man erkennen, dass sich für eine bestimmte Fluidtemperatur mit steigender solarer Einstrahlung ein nur leicht zunehmender Wärmeverlust einstellt. Dies liegt daran, dass die Temperaturdifferenz zwischen Wand und Fluid einerseits durch höhere Einstrahlung zunimmt andererseits aber auch wiederum durch den höheren Massenstrom und dem damit verbundenen höheren konvektivem Übergang zwischen Wand und Fluid wieder abgeschwächt wird. Bei der Verwendung der allgemeinen Wärmeverlustfunktion muss mit einem Fehler von bis zu 1 % gerechnet werden.

Für das vereinfachte Einstrahlungsprofil ergibt sich mit einer Mittelung der Parameter die folgende allgemeine Wärmeverlustgleichung

$$\dot{Q}_{loss/m} = 0,169 \cdot \vartheta_F + 6,596 \cdot 10^{-9} \cdot \vartheta_F^4 \quad (5.3)$$

Abschließend werden noch die zwei gemittelten Wärmeverlustgleichungen (5.2) und (5.3), als Ergebnis der Simulationen, mit der herkömmlichen Methode der Wärmeverlustabschätzung nach Gleichung (4.1) mit einer Wandtemperatur $\vartheta_W = \vartheta_F + 7^\circ \text{C}$ verglichen (siehe Abbildung 5.11). Als Referenzfunktion dient wiederum die aus der Simulation mit dem gemessenen Einstrahlungsprofil gewonnene Wärmeverlustgleichung (5.2).

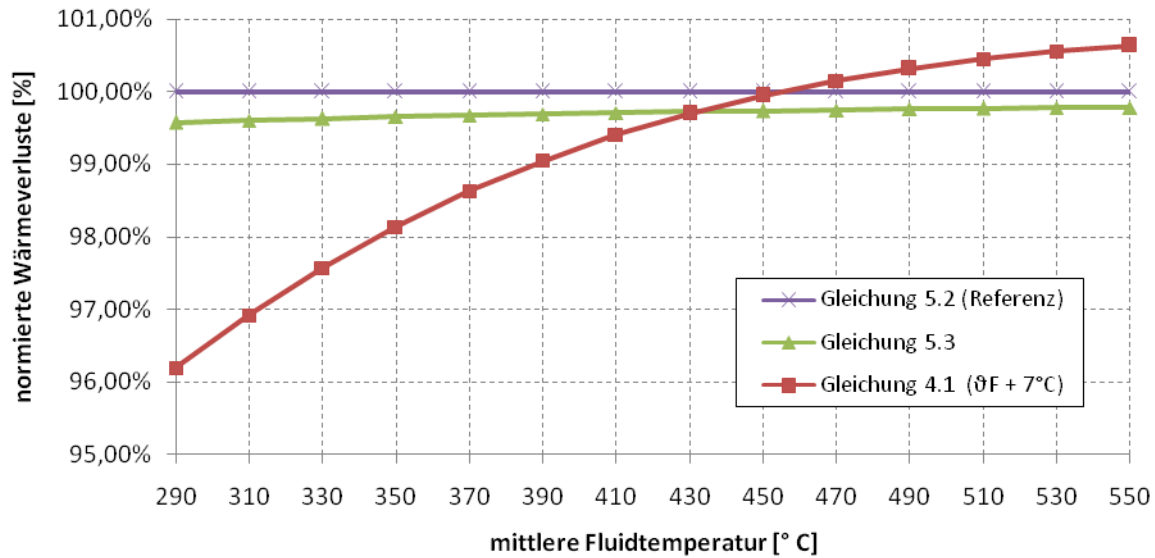


Abbildung 5.11: Vergleich der Berechnung der Wärmeverluste

Wie bereits besprochen, kann eine Näherung mit der vereinfachten Annahme einer homogen eingehenden Wärmestromdichte über die bestrahlte Absorberrohrfläche vorgenommen werden. Dabei ergeben sich bei der Wärmeverlustberechnung Abweichungen von ca. 0,5 % bezogen auf die Verluste beim tatsächlich zu erwartenden Einstrahlungsprofil. Zusätzlich kommen bei einer Verwendung der gemittelten Wärmeverlustfunktion für beliebige Einstrahlungsintensitäten im untersuchten Bereich (400 - 850 W/m²) ein maximaler Fehler von ca. 1 % hinzu. Bei der Berechnungsmethode nach Gleichung (4.1) mit der Annahme einer homogenen Wandtemperatur, deren Wert bei etwa 7° C über der mittleren Fluidtemperatur liegt, zeigt Abbildung 5.11, dass mit Abweichungen von bis zu 4 % zu rechnen ist. Dies liegt daran, dass die in Kapitel 5.1.2 untersuchte Temperaturdifferenz zwischen Fluid und Rohrwand nicht konstant entlang des Kollektorfelds verläuft. Somit wird für die untersuchten Rahmenbedingungen eine Wärmeverlustberechnung nach Gleichung (5.2) empfohlen.

5.2 Instationäre Simulation

Dieses Kapitel ist in die beiden zu betrachtenden Notfallsituationen bei plötzlich eintretendem Massenstromstillstand unterteilt. Zunächst werden die Ergebnisse der Überhitzung der Salzschnmelze bei einer Sonneneinstrahlung von 850 W/m^2 dargestellt. Das anschließende Kapitel zeigt die Ergebnisse der Abkühlung bei ausbleibender Sonneneinstrahlung.

5.2.1 Überhitzung des WTM

Bei der Simulation der Überhitzung ergab sich eine kritische Zeit t_{crit} von ca. 26 Sekunden bei der das stillstehende Salz lokal eine Temperatur von 600° C ($\approx 873 \text{ K}$) überschreitet.

Um örtliche und zeitliche Diskretisierungsfehler einzugrenzen, wurde eine Netz- und Zeitschrittanalyse durchgeführt. Als Beobachtungsgröße diente dabei der Zeitpunkt bei dem die kritische Temperatur erreicht wird. Abbildung 5.12 stellt die Ergebnisse der Analysen mit den in Kapitel 4.3 angegebenen Netz- bzw. Zeitschrittdaten dar.

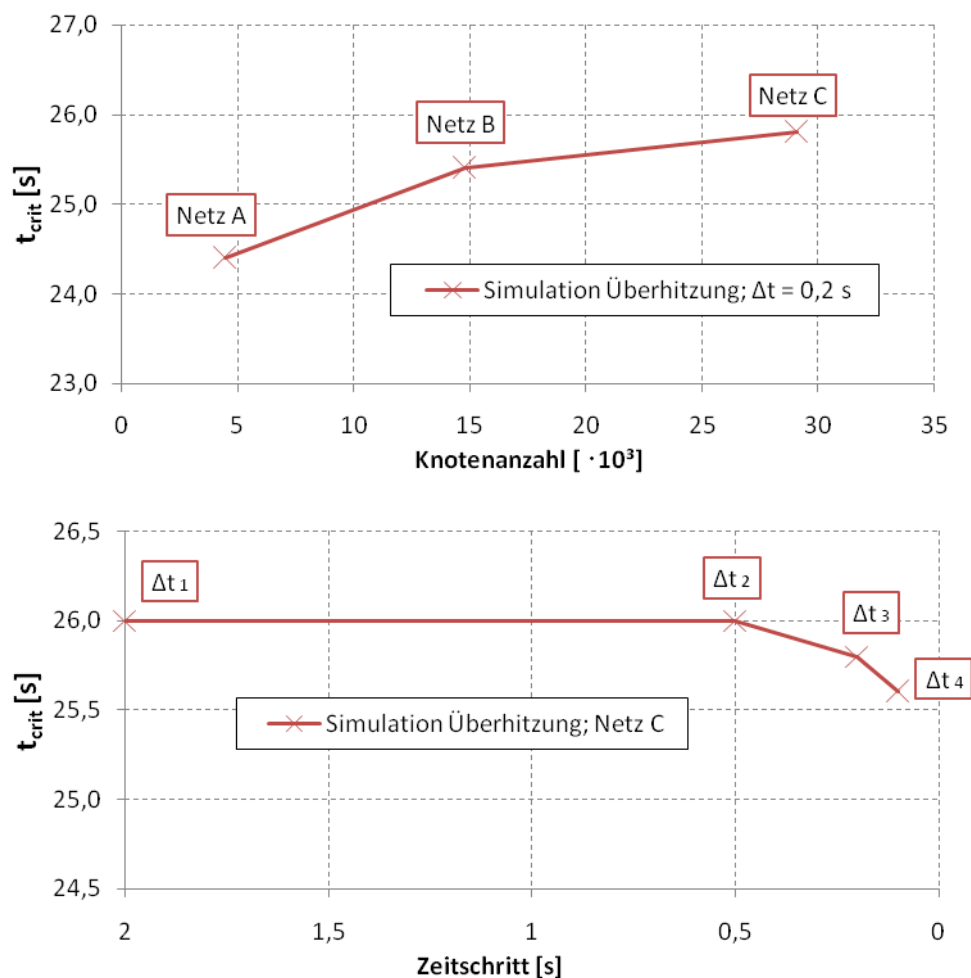


Abbildung 5.12: Netz- und Zeitschrittanalyse der instationären Überhitzungssimulation

Die Netzanalyse zeigt eine konvergierende Tendenz und weist bei einer Verfeinerung von ca. 15000 Knoten (Netz B) auf 29000 Knoten (Netz C) eine Abweichung der kritischen Zeit von 1,6% auf. Somit kann bei einer Modellierung mit Netz C von einem geringen Einfluss des numerischen Diskretisierungsfehlers ausgegangen werden.

Ebenso ergibt sich bei der letzten Zeitschrittverfeinerung von Δt_3 auf Δt_4 eine zu vernachlässigende Abweichung der kritischen Zeit von nur 0,8 %.

Abbildung 5.13 zeigt den Verlauf festgelegter Beobachtungsgrößen (Monitor Points) während der instationären Berechnung mit einem Zeitschritt von 0,2 s. Dabei wird neben der maximalen Fluidtemperatur (hellblau) auch die Fluidtemperatur am untersten (blau) und obersten (gelb) Punkt im Rohr betrachtet. Schließlich werden auch noch die mittlere Fluid- (rot) und Wandtemperatur (grün) betrachtet. Für diese Simulation wurde Netz C verwendet.

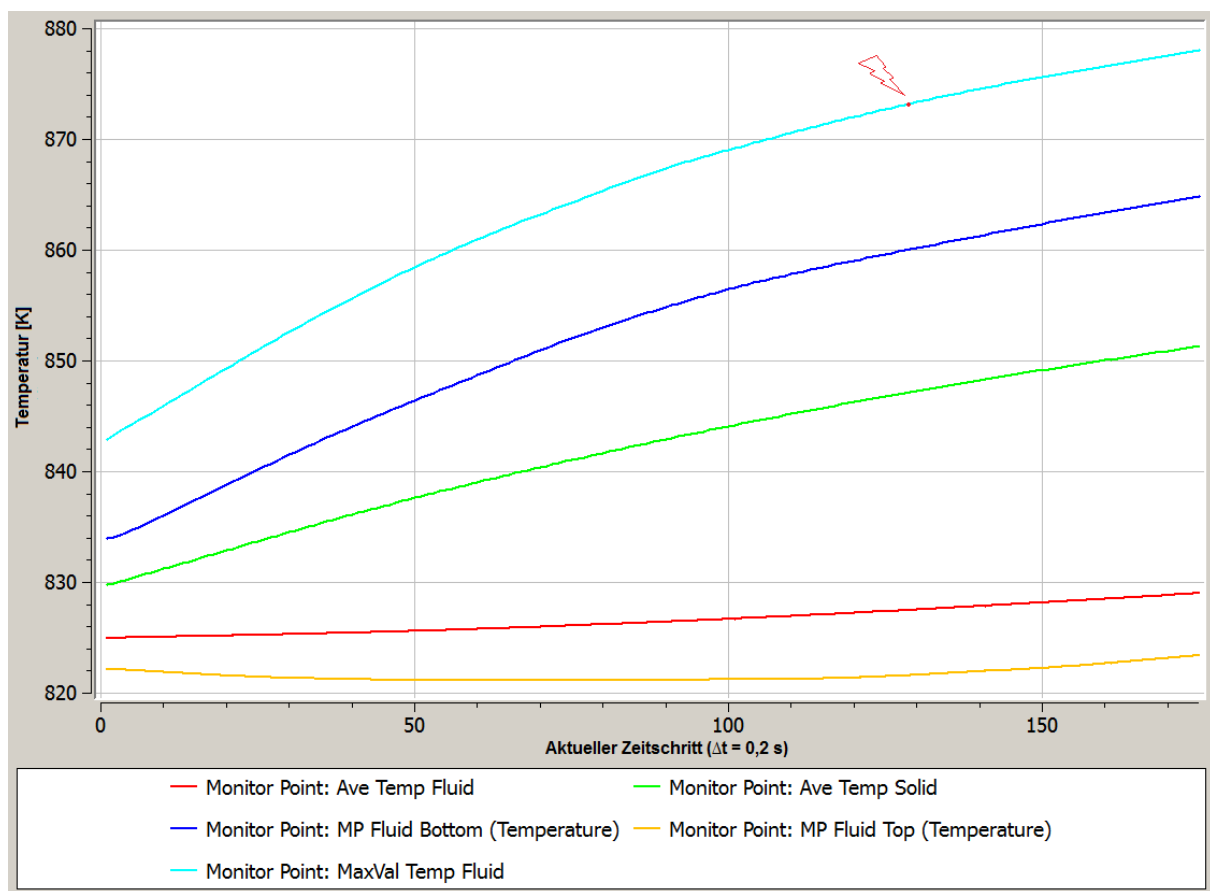


Abbildung 5.13: Temperaturanalyse während des Aufheizvorgangs des WTM

Zum Zeitpunkt $t = 0$ s liegt das stationär simulierte Temperaturprofil vor. Durch die weitere Einstrahlung beim Massenstromstillstand erfolgt eine stetige Erwärmung des bodennahen Fluids. Auf Grund der Wärmeverluste ist während der ersten zehn Sekunden bei den Fluidteilchen an der oberen Rohrwand sogar eine Abkühlungstendenz festzustellen. Man kann erkennen, dass sich lokal deutlich unterschiedliche Fluidtemperaturen einstellen, was auf eine geringe Durchmischung hindeutet. Abbildung 5.14 veranschaulicht die Temperaturverläufe anhand eines Querschnittsprofils zu ausgewählten Zeitpunkten während des Aufheizvorgangs.

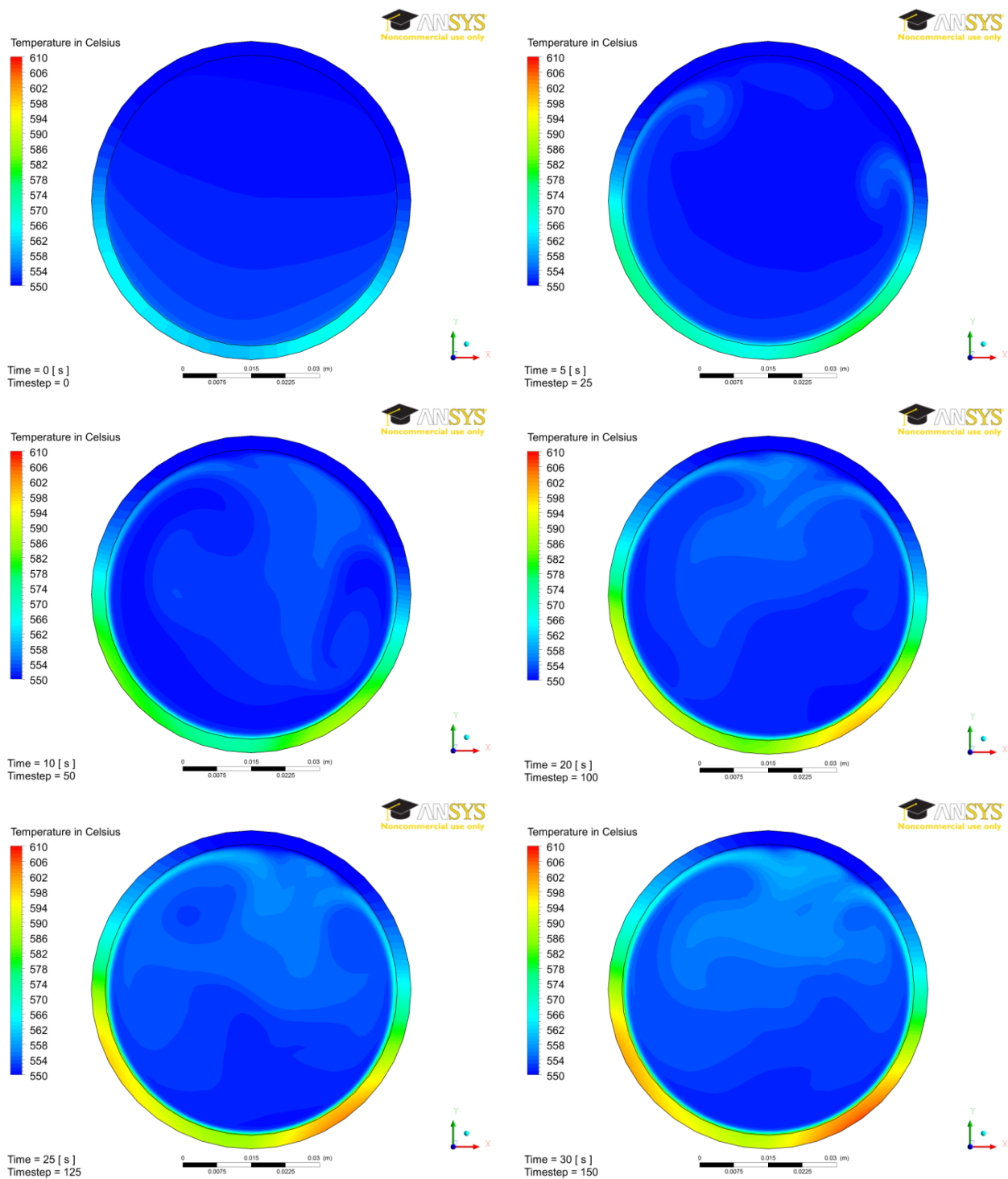


Abbildung 5.14: Temperaturprofile während der Aufheizung des WTM

Die höchsten Fluid- bzw. Rohrwandtemperaturen treten durch das inhomogene Einstrahlungsprofil bei der entsprechenden maximal eingehenden Wärmestromdichte auf. Bei einer Betrachtung der Profile kann man erkennen, wie sich mit fortschreitender Zeit das Fluid in Wandnähe erwärmt und eine Auftriebsbewegung erfährt.

Ebenso fällt auf, dass sich vor allem die Temperatur der Rohrwand deutlich erhöht. Dies lässt darauf schließen, dass ein gewisser Anteil der einstrahlenden Sonnenenergie zunächst in der Stahlwand des Rohres gespeichert wird. Zur genaueren Untersuchung stellt Abbildung 5.15 einen Vergleich zwischen dem effektiv eingehenden Wärmestrom an der Rohraußenwand und dem übergehenden Wärmestrom von der Rohrwand auf das Fluid dar.

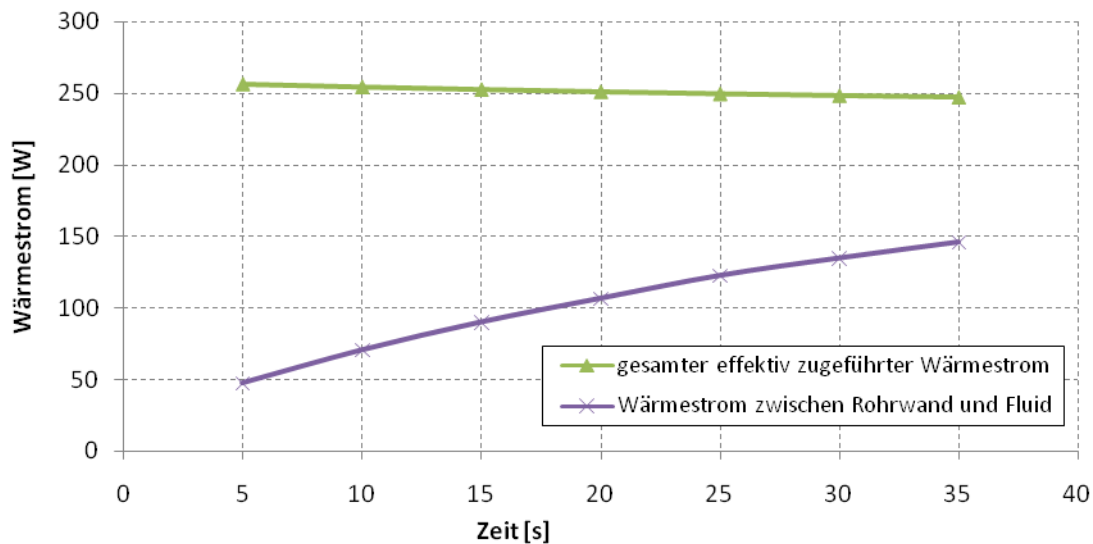


Abbildung 5.15: Energiebilanz an der Rohrwand (Aufheizung)

Man kann erkennen, dass zu Beginn der Aufheizung nur etwa 20 % der zugeführten Energie in das stillstehende Fluid übergeht. Dieser Anteil wächst bis zum Erreichen der kritischen Zersetzungstemperatur auf etwa 50 % an. Somit wirkt das Stahlrohr am Anfang als Zwischenpuffer für die eingehende Solarstrahlung. Der Grund dafür liegt in der schlechten Wärmeleitung des Fluids ($0,38 \text{ W/m K}$) im Vergleich zum Stahlrohr (22 W/m K). Erst mit steigender Temperatur des wandnahen Fluids erfolgt eine Verbesserung des Wärmeübergangs durch die freie Konvektion innerhalb des Rohrs und damit aber auch ein Abtransport der Wärme.

Um einen genaueren Einblick zu bekommen wird ein Fluidelement (fester Punkt im Berechnungsgebiet) im wandnahen Bereich betrachtet, wo die ersten kritischen Temperaturen nach ca. 30 Sekunden erreicht werden.

Abbildung 5.16 zeigt den zeitlichen Verlauf der Fluidtemperatur und die aus der Auftriebskraft resultierende Geschwindigkeitsänderung.

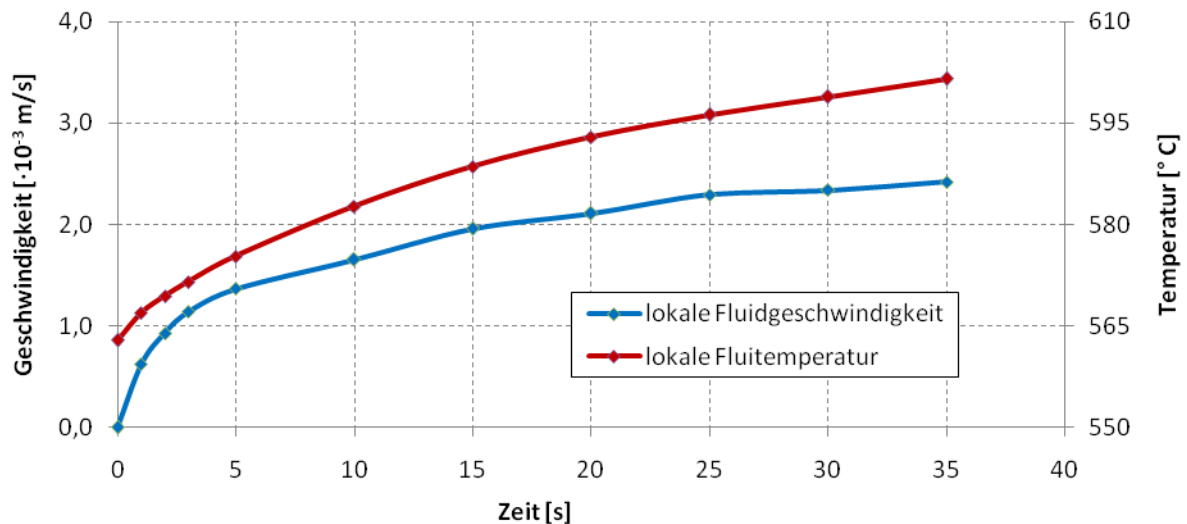


Abbildung 5.16: Verlauf von Temperatur und Geschwindigkeit am kritischen Bereich

Der Abstand zur Rohrwand beträgt bei dem betrachteten Fluidelement etwa 0,1 mm. Hier wird gezeigt, dass sich während der ersten 35 s der Aufheizung noch keine stationär ausgebildete Geschwindigkeit und damit kein Gleichgewicht aus Auftriebskräften und Zähigkeitskräften eingestellt hat. Ebenso kann mit der Zunahme der Geschwindigkeit eine abflachende Tendenz des Temperaturanstiegs festgestellt werden. Dies veranschaulicht den Abkühlungseffekt durch die anlaufende Durchmischung innerhalb des Fluids.

Zum Vergleich wurde eine Testsimulation der Salzaufheizung ohne den Einfluss der Schwerkraft durchgeführt. So bleibt der Durchmischungsvorgang durch freie Konvektion aus und die Wärmeübertragung erfolgt ausschließlich durch Wärmeleitung. Im Gegensatz zu den ermittelten 26 s wäre dabei die kritische Zersetzungstemperatur bereits nach 17 s erreicht, was eine qualitative Einschätzung des Einflusses der freien Konvektion beim vorliegenden Aufheizvorgang gibt.

Bei der turbulenten Simulation der Salzüberhitzung mit Anwendung des SST Modells ergaben sich bezüglich des Temperaturverlaufs nahezu die selben Ergebnisse wie bei der Simulation ohne Turbulenzmodell. Dies ist auf die kurze Verweildauer und die damit verbundenen niedrigen Geschwindigkeiten zurückzuführen. Mit der Verwendung von Netz C und einem Zeitschritt von 0,2 s wurde die kritischen Temperatur von 600° C bei 26,2 s erreicht. Somit wird die Anwendung eines Turbulenzmodells für diesen Fall nicht für notwendig erachtet. Konvergenzverhalten und Temperaturverlauf können im Anhang B eingesehen werden.

5.2.2 Abkühlung des WTM

Für die Abkühlungssimulation wurde eine kritische Zeit t_{crit} von ca. 88 Minuten ermittelt, bei der das stillstehende Salz lokal eine Temperatur von 240°C ($\approx 513\text{ K}$) unterschreitet.

Da sowohl bei der Aufheizung als auch bei der Abkühlung des Salzes das selbe Netz zur Anwendung kam, wurde für den letzteren Fall keine Netzverfeinerungsstudie vollzogen, da von einer ausreichenden Netzauflösung bei niedrigerer Rayleigh-Zahl ausgegangen werden kann.

Ebenso wie bei der Überhitzung wurde bei der Simulation der Abkühlung der Salzschnmelze eine Zeitschrittanalyse durchgeführt. Mit den in Kapitel 4.3.4 festgelegten Zeitschritten werden die Ergebnisse in Abbildung 5.17 dargestellt.

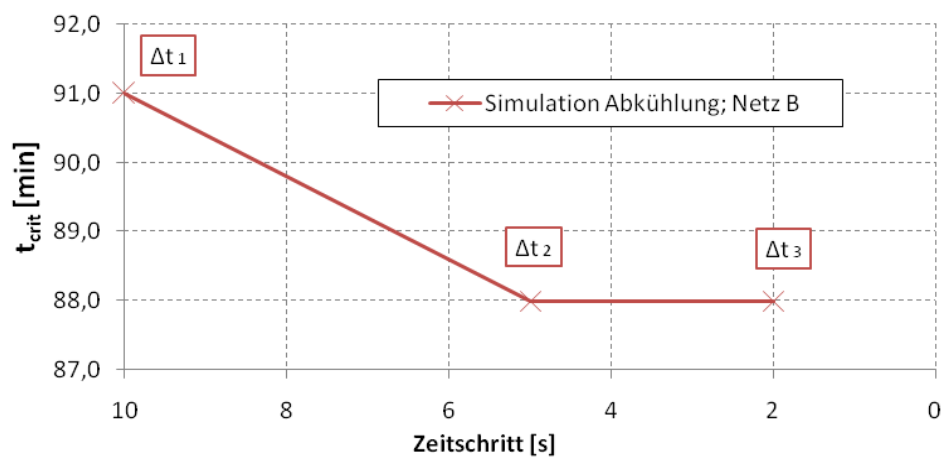


Abbildung 5.17: Zeitschrittanalyse der instationären Abkühlungssimulation

Der vollständige Konvergenzverlauf bezüglich Massen-, Impuls- und Energiebilanz für den Zeitschritt Δt_3 von 2 s wird in Anhang B dargestellt. Wie in Kapitel 5.2.1 erläutert, kann mit Hilfe von Monitor Points während der Rechnung im CFX Solver der Verlauf der Temperaturen an bestimmten Stellen im Rohrquerschnitt genauer betrachtet werden. Für die ersten fünf Minuten wird dieser Verlauf in Abbildung 5.18 gezeigt. Dabei werden sowohl die durchschnittliche Fluidtemperatur (rot) und Rohrwandtemperatur (grün), als auch die lokalen Fluidtemperaturen am untersten (blau) bzw. am obersten (gelb) Punkt des Fluidbereichs betrachtet. Durch eine thermische Schichtung deckt sich die Minimaltemperatur (hellblau) des Fluids mit der Temperatur am tiefsten Punkt des Rohrs. Die Simulation erfolgte mit Netz B und einem Zeitschritt von 2 s.

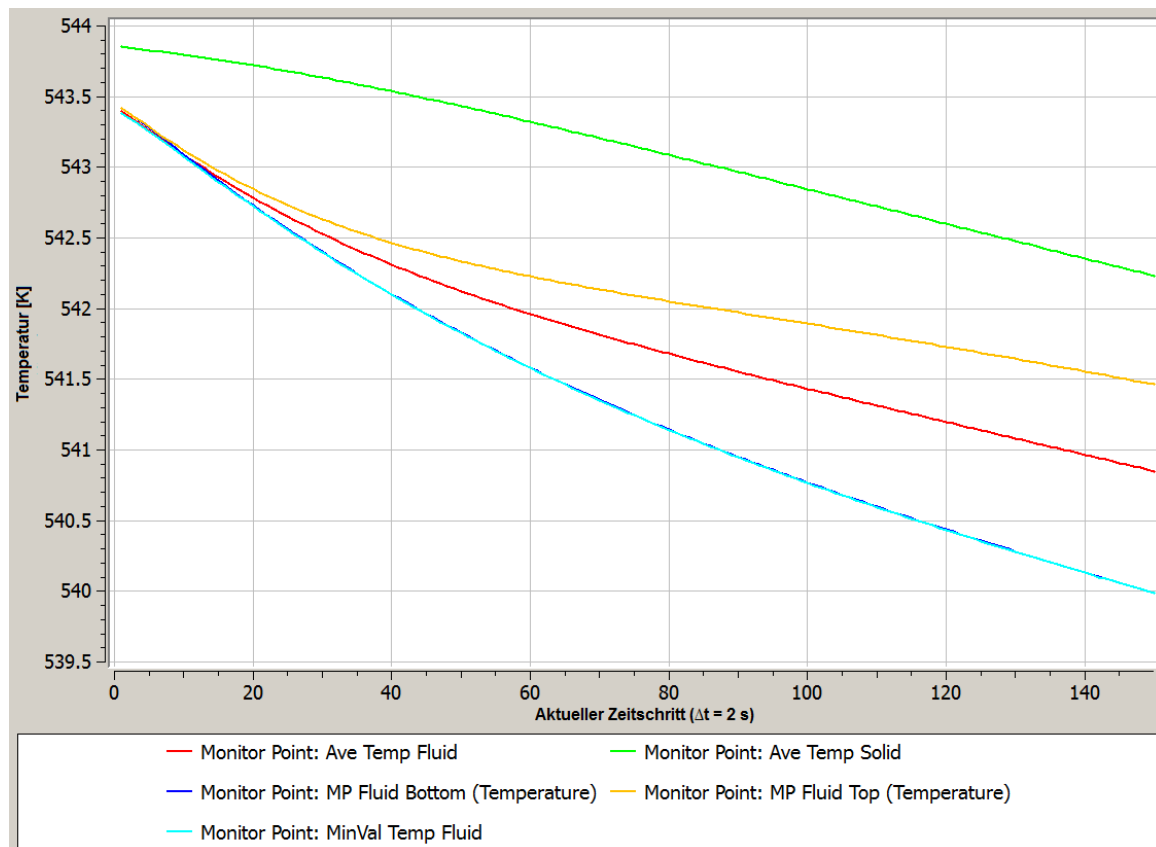


Abbildung 5.18: Temperaturanalyse in den ersten fünf Minuten des Abkühlvorgangs

Man kann erkennen, dass die stationäre Simulation ohne eingehende Wärmestrahlung, die zur Initialisierung der Temperatur durchgeführt wurde eine Temperaturdifferenz von ca. $0,5^{\circ}\text{C}$ zwischen Rohrwand und mittlerer Fluidtemperatur ergeben hat. Durch die turbulente Durchmischung und den gleichförmig abgehenden Wärmeverlusten liegt im Rohrinneen ein nahezu homogenes Profil der Fluidtemperatur zum Zeitpunkt $t = 0$ vor. Mit dem Stillstand des Massenstroms kühlt sich das wandnahe Fluid weiter ab und sinkt auf Grund der Dichteunterschiede nach unten. Somit entsteht eine thermische Schichtung die in Abbildung 5.18 durch die steigende Differenz zwischen den Fluidtemperaturen im unteren und oberen Bereich gut zu erkennen ist. Im weiteren Verlauf (nach fünf Minuten) erfolgt eine annähernd lineare Abkühlung bis zum kritischen Zeitpunkt von 88 Minuten, wo die Fluidtemperatur am Rohrboden eine Temperatur von 240°C erreicht und erste Erstarrungsvorgänge erwartet werden können.

Abbildung 5.19 veranschaulicht zusätzlich für die ersten fünf Minuten den Abkühlungsvorgang mit einer Darstellung der Temperaturprofile über den gesamten Rohrquerschnitt.

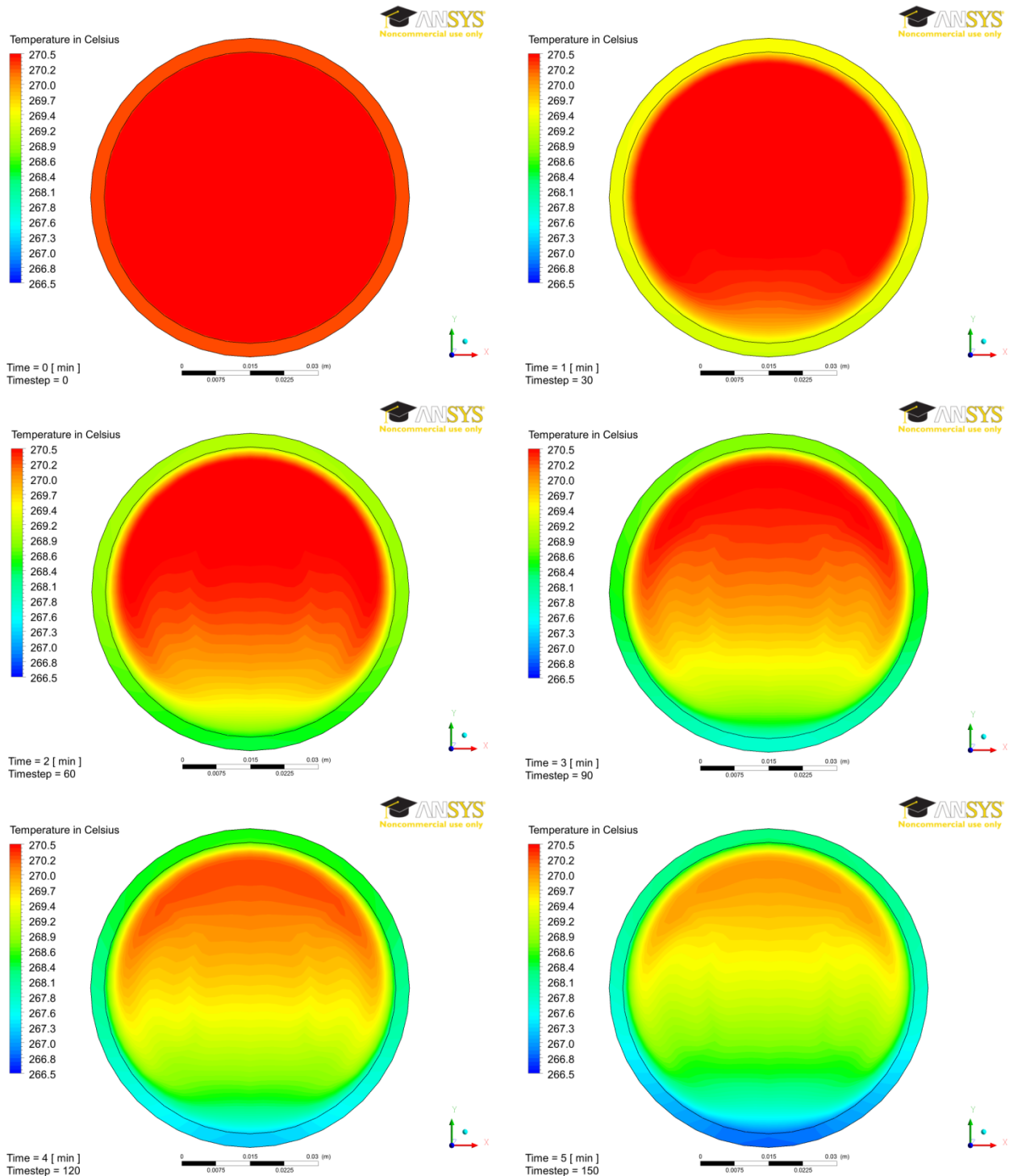


Abbildung 5.19: Temperaturprofile während der Abkühlung des WTM

Durch die homogen über die Rohrwand verteilten Verluste bei ausbleibender Einstrahlung ergibt sich zunächst ein gleichmäßiges Temperaturprofil. Mit fortlaufender Zeit kann die Einstellung der thermischen Schichtung innerhalb des Fluids durch die Dichteunterschiede gut beobachtet werden. Ebenso wie bei der Aufheizung des Wärmeträgermediums wird eine genauere Untersuchung der Energieströme durchgeführt. Abbildung 5.20 zeigt den Verlauf des gesamten Verlustwärmestroms von der Rohraußenwand an die Umgebung und den Verlauf des Wärmestroms zwischen Fluid und Rohrwand.

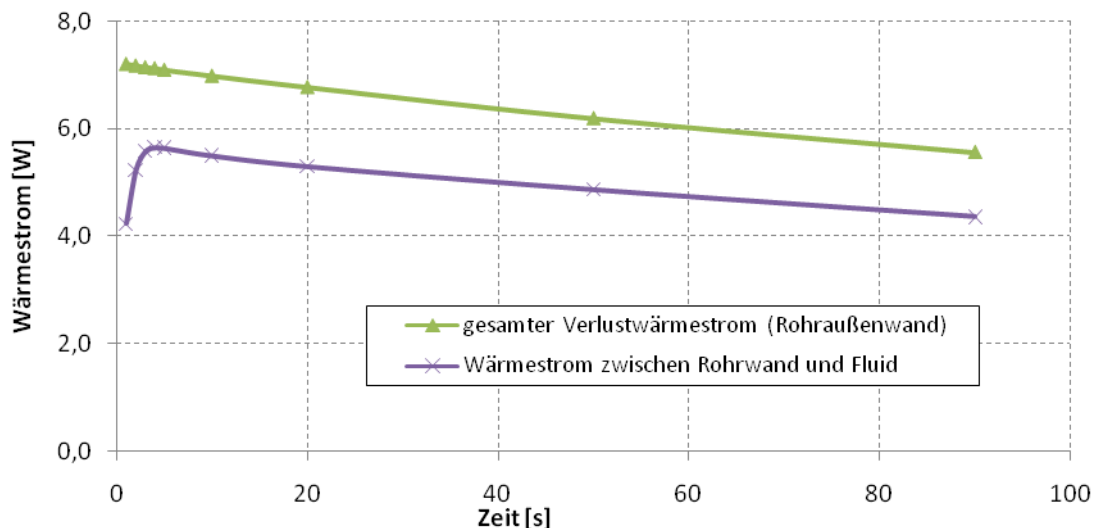


Abbildung 5.20: Energiebilanz an der Rohrwand (Abkühlung)

Im gesamten Zeitraum ist auf Grund der absinkenden Temperaturen auch eine deutliche Verringerung der Gesamtabstrahlungsverluste zu erkennen. In den ersten fünf Minuten kann festgestellt werden, dass zunächst ein erhöhter Anteil der Wärmeverluste von der Stahlwand an die Umgebung abgegeben wird. Dies ist auf den schlechten Wärmeübergang zwischen Fluid und Rohrwand durch die ausbleibende Konvektion in der Anfangsphase der Abkühlung zurückzuführen. Auf Grund der verschiedenen Massenanteile und Wärmekapazitäten zwischen Fluid und Stahlrohr stellt sich nach etwa zehn Minuten eine klare Zusammensetzung der beteiligten Energieströme ein. Etwa 80 % der gesamten Wärmeverluste treten bei der Abkühlung aus dem Fluid aus, die restlichen 20 % sind auf den Wärmestrom aus dem Absorberrohrstahl zurückzuführen.

Für die genauere Betrachtung eines Fluidelements wurde ein Beobachtungspunkt im wandnahen Bereich auf Höhe der Rohrachse ($y = 0$) gewählt. Abbildung 5.21 zeigt den dort vorliegenden, zeitlichen Verlauf von Temperatur und Geschwindigkeit.

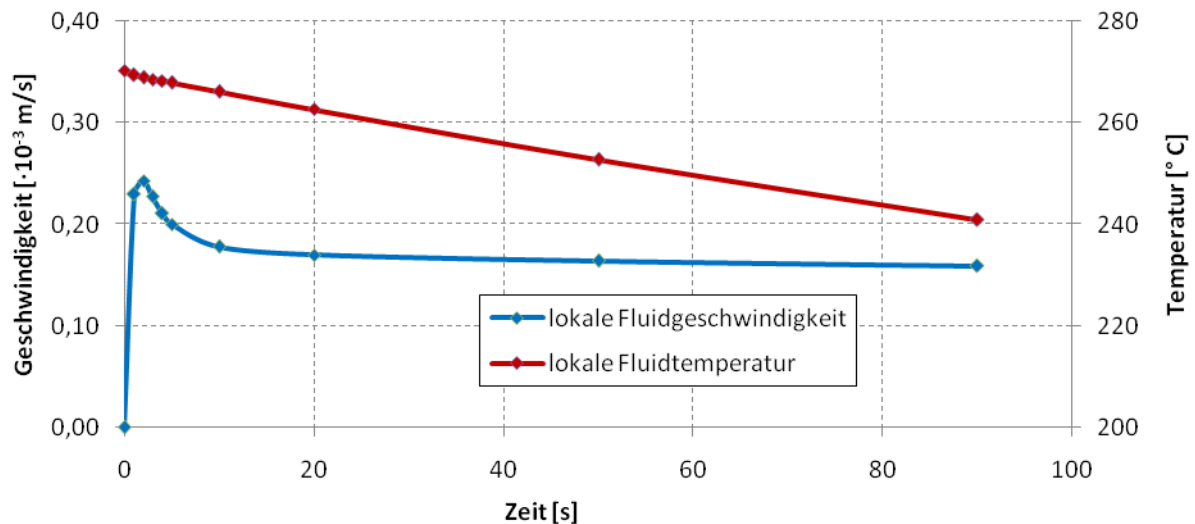


Abbildung 5.21: Verlauf von Temperatur und Geschwindigkeit am Beobachtungspunkt

Hier kann beobachtet werden, dass sich nach den ersten zehn Minuten bei der Geschwindigkeit der absinkenden Fluidteilchen ein Gleichgewicht aus Auftriebskräften und Zähigkeitskräften ergibt. Die Abnahme der Temperatur nimmt dabei einen linearen Verlauf ein. Der leicht abfallende Geschwindigkeit ab ca. zehn Minuten kann auf eine Erhöhung der Viskosität analog zur linear abfallenden Temperatur am betrachteten Element zurückgeführt werden (vgl. Abbildung 2.5).

Grundsätzlich treten bei der Abkühlung des Wärmeträgermediums nur sehr geringe Geschwindigkeiten durch freie Konvektion auf. Eine Testsimulation ohne den Einfluss der Schwerkraft ergab im Vergleich zu der ermittelten kritischen Zeit von 88 min einen geringen Unterschied von 2 min. Der Einfluss einer Durchmischung durch freie Konvektion, die das Erreichen kritischer Temperaturen verzögern würde, kann im Fall der Abkühlung des Wärmeträgermediums eher vernachlässigt werden.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Ziel dieser Arbeit war es, mit Hilfe eines CFD Modells das Absorberrohr eines salzbasierten Parabolrinnenkraftwerks abzubilden. Das Hauptaugenmerk lag dabei auf der Untersuchung von Wärmeübergängen und Wärmeverlusten entlang des Kollektorfelds, ebenso wie die Simulation der Notfallsituation eines Pumpenausfalls mit einem resultierenden Massenstromstillstand. Als Wärmeträgermedium wurde das sogenannte "Solar Salt" verwendet, das sich vor allem hinsichtlich der hohen Betriebstemperaturen als eine vorteilhafte Alternative zu herkömmlichen Thermoölen erweist.

Im theoretischen Teil dieser Arbeit wurde der Aufbau eines aktuellen salzbasierten Parabolrinnenkraftwerks beschrieben und die wesentlichen physikalischen Zusammenhänge von Rohrhydraulik und Wärmeübertragung erarbeitet. Ebenso wurden die Grundlagen der numerischen Strömungsmechanik, als Voraussetzung für eine strukturierte Vorgehensweise bei der Modellierung, behandelt.

Der praktische Teil der Arbeit umfasste die Erstellung des Absorberrohrmodells mit der Simulationssoftware ANSYS CFX. Dafür mussten zunächst zahlreiche Testsimulationen durchgeführt werden, um sich mit der komplexen Software vertraut zu machen und eine richtige Einschätzung der Simulationsergebnisse zu entwickeln. Weiterhin erforderte die Netzgenerierung mit ICEM einen Großteil der Bearbeitungszeit, da bei der Diskretisierung des Berechnungsgebiets signifikante numerische Fehler entstehen können, die keine ausreichende Qualität des Modells zur Folge hätten. Eine Abschätzung der zu erwartenden Vorgänge von Strömung und Wärmeübergang ist dabei unerlässlich.

Das Grundmodell des Absorberrohrs wurde so ausgelegt, dass im Rahmen von stationären Simulationen der gesamte Bereich einer Kollektorschleife untersucht werden kann. Die daraus entstandenen Temperaturprofile für Fluid und Rohrwand konnten zur Analyse des Wärmeübergangs und den resultierenden Wärmeverlusten des Rohrs an die Umgebung genutzt werden. Die herkömmliche Berechnung zur Abschätzung der Wärmeverluste konnte mit Hilfe des Modells für eine genauere Vorhersage überarbeitet werden. Hier wurde eine Abweichung der Berechnungsergebnisse von bis zu 9 % festgestellt. Für die Simulation wurde ein Einstrahlungsprofil aus bereitgestellten Messdaten verwendet. Im Vergleich dazu konnte bei einer vereinfachten Annahme der Einstrahlung hinsichtlich der Wärmeverluste eine Abweichung von 0,5 % ermittelt werden. Die Analyse der Wärmeverluste ermöglicht eine genauere Einschätzung der Energiebilanzen für die Planung neuer Anlagen.

Weiterhin konnte mit Hilfe des stationären Absorberrohrmodells die Notfallsituation eines Pumpenausfalls im Kraftwerk simuliert werden. Bei einem Massenstromstillstand könnte das Wärmeträgermedium einerseits bei Sonneneinstrahlung auf die kritische Zersetzungstemperatur aufgeheizt, andererseits bei Nacht auf die Erstarrungstemperatur abgekühlt werden. Da Notfallsituationen im praktischen Betrieb schwer zu untersuchen sind, stellt die

CFD Simulation hier einen besonders hohen Nutzen dar. Dadurch können Gegenmaßnahmen geplant und entsprechende Sicherheitssysteme entwickelt werden. Für eine entsprechende instationäre Simulation konnte das stationäre Modell des Absorberrohrs als Startbedingung verwendet werden. Für den Fall einer Sonneneinstrahlung von 850 W/m^2 ergab die Simulation im ungünstigsten Bereich des Kollektorfelds eine Zeit von etwa 26 Sekunden bis die kritische Zersetzungstemperatur erreicht wird. Für die ausbleibende Einstrahlung bei Nacht ergab die Abkühlungssimulation eine Zeit von etwa 88 Minuten bis erste Erstarrungsvorgänge der Salzschnmelze eintreten können.

Bei der Erstellung des Absorberrohrmodells wurde stets auf eine angemessene Genauigkeit der Simulationen geachtet. Dabei wurde besonders die Einhaltung der von ANSYS vorgeschlagenen Richtlinien zur bestmöglichen Anwendung berücksichtigt. Das stationäre Absorberrohrmodell wurde für den Bereich einer solaren Einstrahlung von 400 W/m^2 bis 850 W/m^2 ausgelegt, wobei sich die dabei erwarteten Massenströme von etwa $1,8 \text{ kg/s}$ bis $4,5 \text{ kg/s}$ erstrecken. Bei geringeren Massenströmen kann ein Umschlag von turbulenter auf laminarer Strömung erfolgen, wodurch sich die Einlaufstrecke deutlich erhöhen kann. Für das erstellte Absorberrohrmodell von zehn Meter wäre somit nicht mehr sichergestellt, dass eine sinnvolle Auswertung der Strömungs- bzw. Temperaturprofile erfolgen kann. Bei einer Erhöhung des angegebenen Massenstroms verringert sich die Dicke der laminaren Unterschicht innerhalb der wandnahen Rohrströmung, was zu einer mangelnden lokale Netzauflösung und somit zu einer Erhöhung des numerischen Fehlers führen kann.

Das erstellte Absorberrohrmodell kann in vieler Hinsicht für weitere Untersuchungen genutzt werden. Neben den verwendeten Stoffeigenschaften des "Solar Salt" können auch andere Salzmischungen in das Modell implementiert und verglichen werden. Dies setzt natürlich voraus, dass die nötigen Materialeigenschaften bekannt sind. Weiterhin können die Simulationsergebnisse der Rohrwandtemperaturen für eine genaue Betrachtung der mechanischen Beanspruchung durch die unterschiedliche Längenausdehnung des Absorberrohrs untersucht werden. Vor allem in der Notfallsituation eines Pumpausfalls bei solarer Einstrahlung kann eine hohe Beanspruchung der Rohrmaterialien eintreten. Um die Zersetzungs- bzw. Erstarrungsvorgänge genauer abschätzen zu können ist es möglich mit Hilfe des Modells eine Mehrphasensimulation durchzuführen. Letztlich kann dieses Modell und die beschriebene Vorgehensweise bei der Anfertigung für zukünftige Rohrströmungsmodelle als Unterstützung dienen.

Literaturverzeichnis

- [1] Desertec Foundation. Online verfügbar unter <http://www.desertec.org/>, zuletzt geprüft am 15.05.2012.
- [2] Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V; enerMENA (2012): Yield Analysis for Parabolic Trough Solar Thermal Power Plants - A Basic Approach.
- [3] Paul Langrock: Andasol I und II - Andalusien (Bild). Online verfügbar unter <http://paul-langrock.de/docs/andasol.htm>, zuletzt geprüft am 12.07.2012.
- [4] Quaschnig, Volker (2011): Regenerative Energiesysteme. Technologie ; Berechnung ; Simulation ; Aufl. München: Hanser.
- [5] DLR, Markus Steur: Parabolrinnenkollektor (Bild). Online verfügbar unter http://www.dlr.de/next/desktopdefault.aspx/tabid-6726/11040_read-25236/gallery-1/10164_read-4/, zuletzt geprüft am 23.08.2012.
- [7] Siegel Nathan P.; Bradshaw Robert W. (2011): Thermophysical Property Measurement of Nitrate Salt Heat Transfer Fluids.
- [8] Oertel, Herbert; Böhle, Martin; Dohrmann, Ulrich (2009): Strömungsmechanik. Grundlagen, Grundgleichungen, Lösungsmethoden, Softwarebeispiele. 5. Aufl. Wiesbaden: Vieweg + Teubner.
- [9] VDI-Wärmeatlas (2006). 10. Aufl. Berlin ; Heidelberg, New York: Springer.
- [10] Helmig, Rainer; Class, Holger (2005): Grundlagen der Hydromechanik. Aachen: Shaker.
- [11] Laurien, Eckart; Oertel, Herbert (2011): Numerische Strömungsmechanik. Grundgleichungen und Modelle - Lösungsmethoden - Qualität und Genauigkeit. 4. Aufl. Wiesbaden: Vieweg + Teubner.
- [12] Baehr, Hans Dieter; Stephan, Karl (2008): Wärme- und Stoffübertragung. 6. Aufl. Berlin ; Heidelberg: Springer.
- [13] Polifke, Wolfgang; Kopitz, Jan (2005): Wärmeübertragung. Grundlagen, analytische und numerische Methoden. München ;, Boston [u.a.]: Pearson Studium.
- [14] Ferziger, Joel H.; Perić, Milovan (2008): Numerische Strömungsmechanik. Berlin ; Heidelberg: Springer.
- [15] ANSYS, Inc (2011): CFX-Solver Theory Guide.

-
- [16] ANSYS, Inc (2011): CFX-Solver Modelling Guide.
 - [17] ANSYS, Inc (2011): CFX-Reference Guide.
 - [18] Burkholder F.; Kutscher C. (2009): Heat Loss Testing of Schott's 2008 PTR70 Parabolic Trough Receiver.
 - [19] Lüpfert E.; Pfänder M.; Schiricke B.; Eck M.: Determination of Temperature Distribution on Parabolic Trough Receivers.
 - [20] Gnielinski, Volker (1995): Forschung im Ingenieurwesen 61 (9), S. 240–248.
 - [21] Archimede Solar Energy: Molten Salt Receiver Tube Datasheet.
 - [22] Wegst, Claus W.; Wegst, Micah (2007): Stahlschlüssel. 21. Aufl. Marbach: Verlag Stahlschlüssel Wegst.
 - [23] Fabian Feldhoff (2007): Vergleichende Analyse und Bewertung von solarthermischen Kraftwerken mit solarer Direktverdampfung (Diplomarbeit).
 - [24] ANSYS, Inc (2011): CFX-Pre User's Guide.
 - [25] ANSYS, Inc (2011): CFX-Solver Manager User's Guide.
 - [26] Böckh, Peter von; Wetzel, Thomas (2009): Wärmeübertragung. Grundlagen und Praxis. 3. Aufl. Berlin ; Heidelberg: Springer.
 - [27] Schlichting, Hermann; Gersten, Klaus; Krause, Egon (2006): Grenzschicht-Theorie. 10. Aufl. Berlin: Springer.
 - [28] NREL, National Renewable Energy Laboratory. Online verfügbar unter http://www.nrel.gov/csp/solarpaces/parabolic_trough.cfm, zuletzt geprüft am 20.09.2012.

Anhang

A Verwendete Netze zur lokalen Diskretisierung

Die folgenden Abbildungen zeigen die verschiedenen Netze die in der jeweiligen Simulation im Rahmen der Netzverfeinerungsstudie verwendet wurden. (vgl. Kapitel 4.2.2 und 4.3.2)

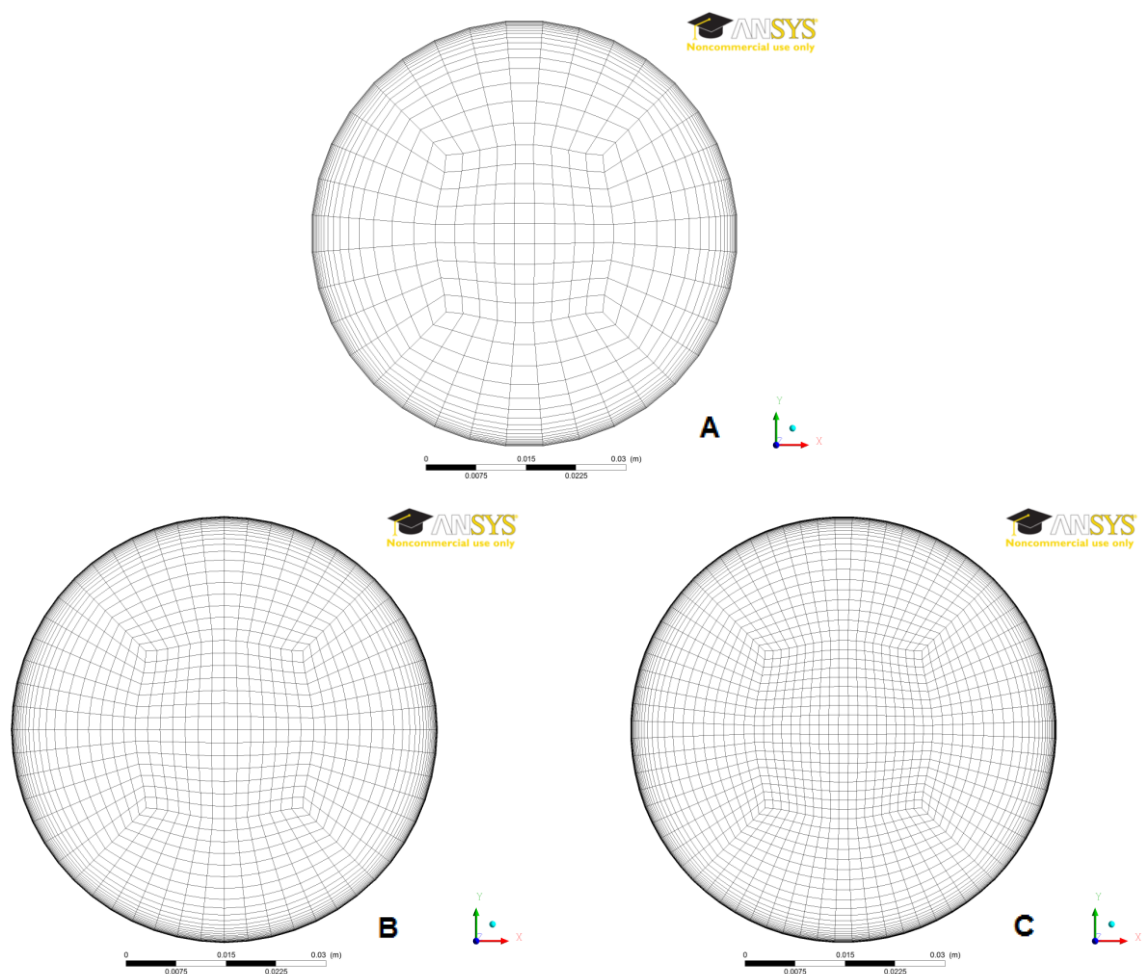


Abbildung A.1: Netz A - C des Fluidbereichs für die instationäre Simulation

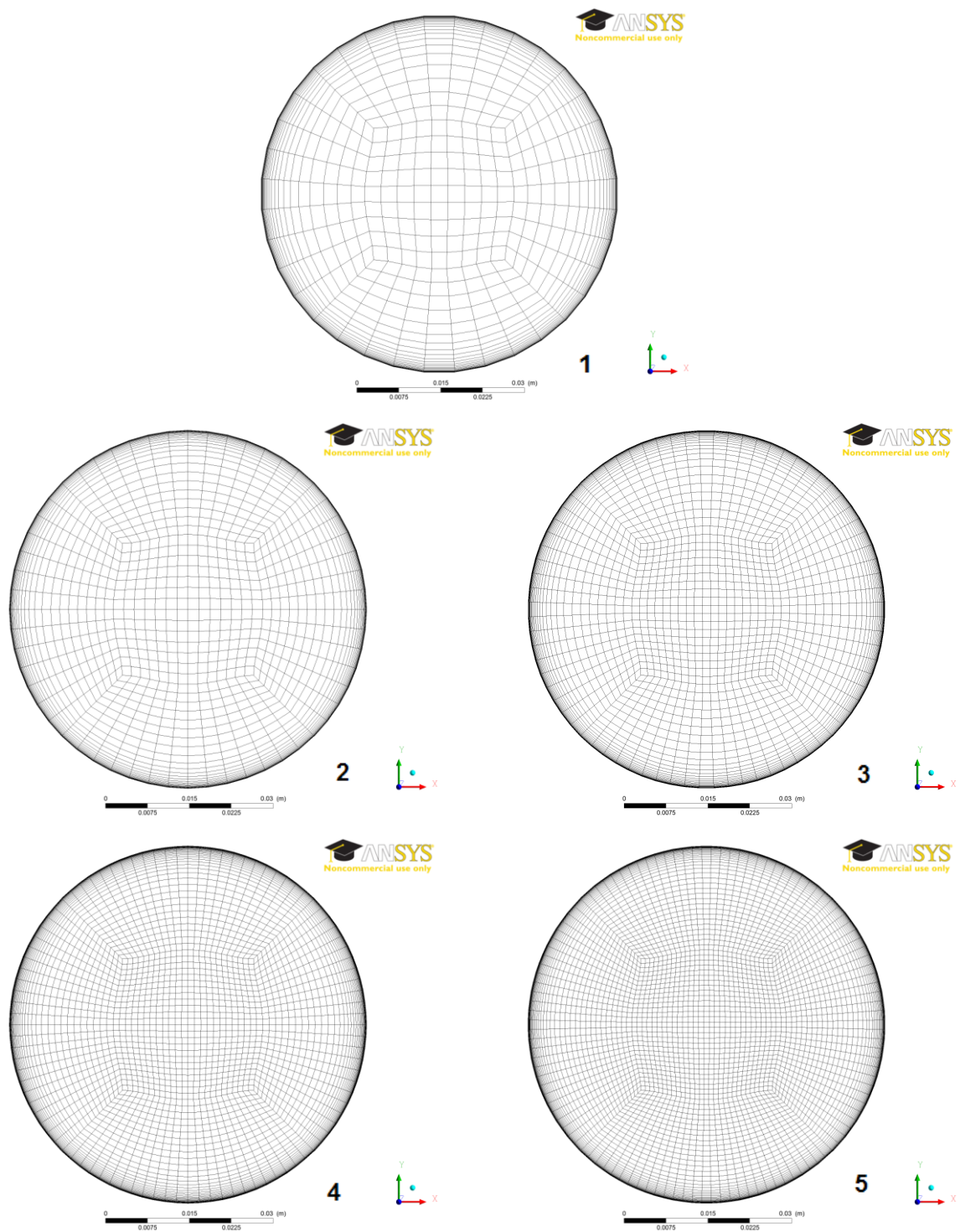


Abbildung A.2: Netz 1 - 5 des Fluidbereichs für die stationäre Simulation

B Konvergenzverläufe und Rechenzeiten

Hier werden einige Konvergenzverläufe von Berechnungen der stationären bzw. instationären Simulationen im CFX Solver dargestellt. Das Residuum wird dabei als quadratischer Mittelwert (RMS) aus allen Residuen im gesamten Berechnungsgebiet angegeben. Bei einer abgerissenen Konvergenz kann ein Verlauf der Werte bei den gesetzten Beobachtungspunkten (Monitor Points) als Konvergenzindikator dienen. Die benötigte Rechenzeit für die jeweilige Simulation wird ebenfalls angegeben.

Angaben zum verwendeten Computer:

Intel Xeon CPU W3530 2,8 GHz (4 Cores) 12GB RAM

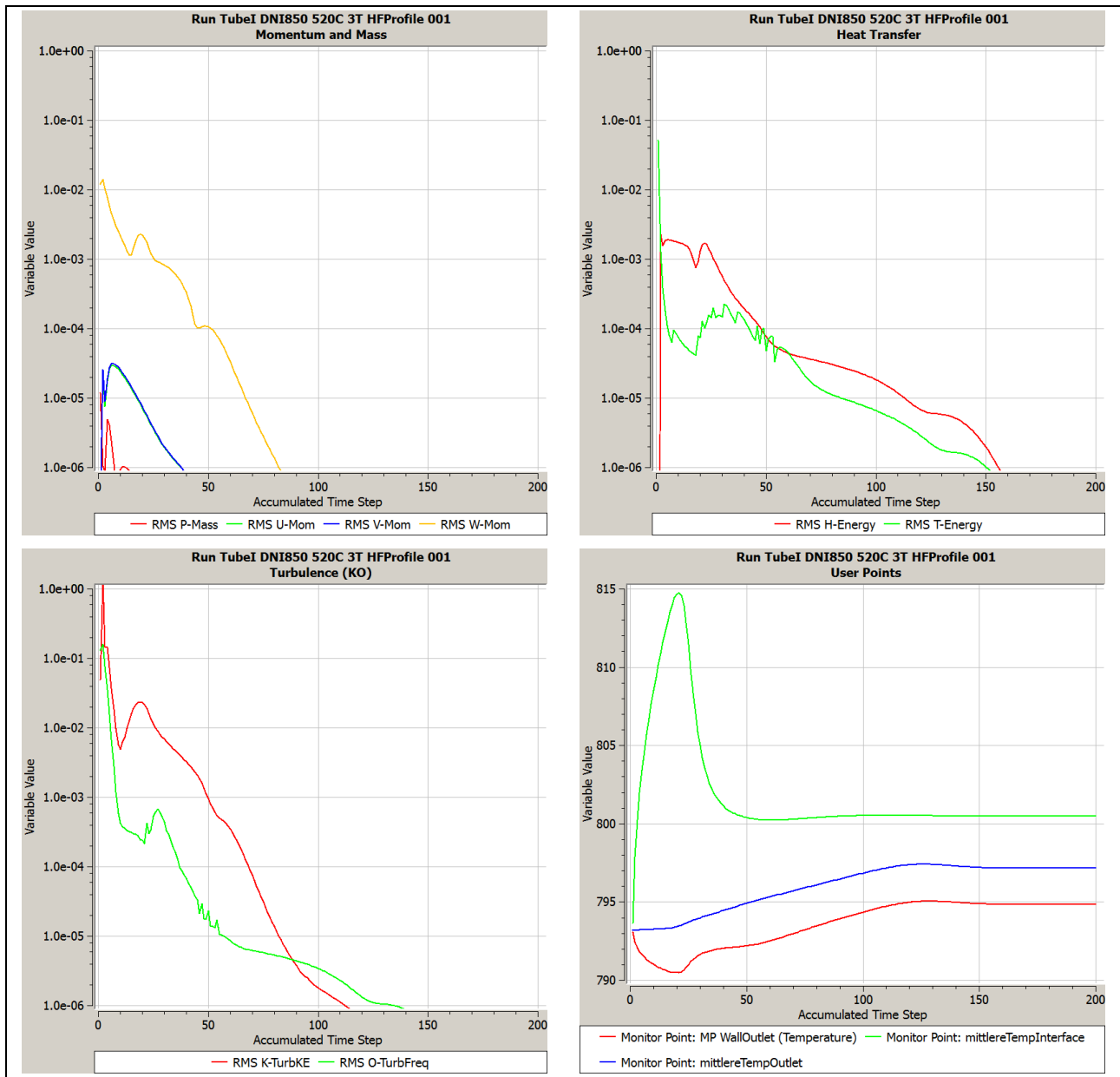


Abbildung B.3: Konvergenzverlauf (stationär, DNI 850 W/m²)

Simulation

stationär

Solare Einstrahlung (DNI)

850 W/m²

Massenstrom

4,5 kg/s

Eintrittstemperatur

520° C

Turbulenzmodell

SST

Netz (Fluidbereich)

3

Rechenzeit

83 min

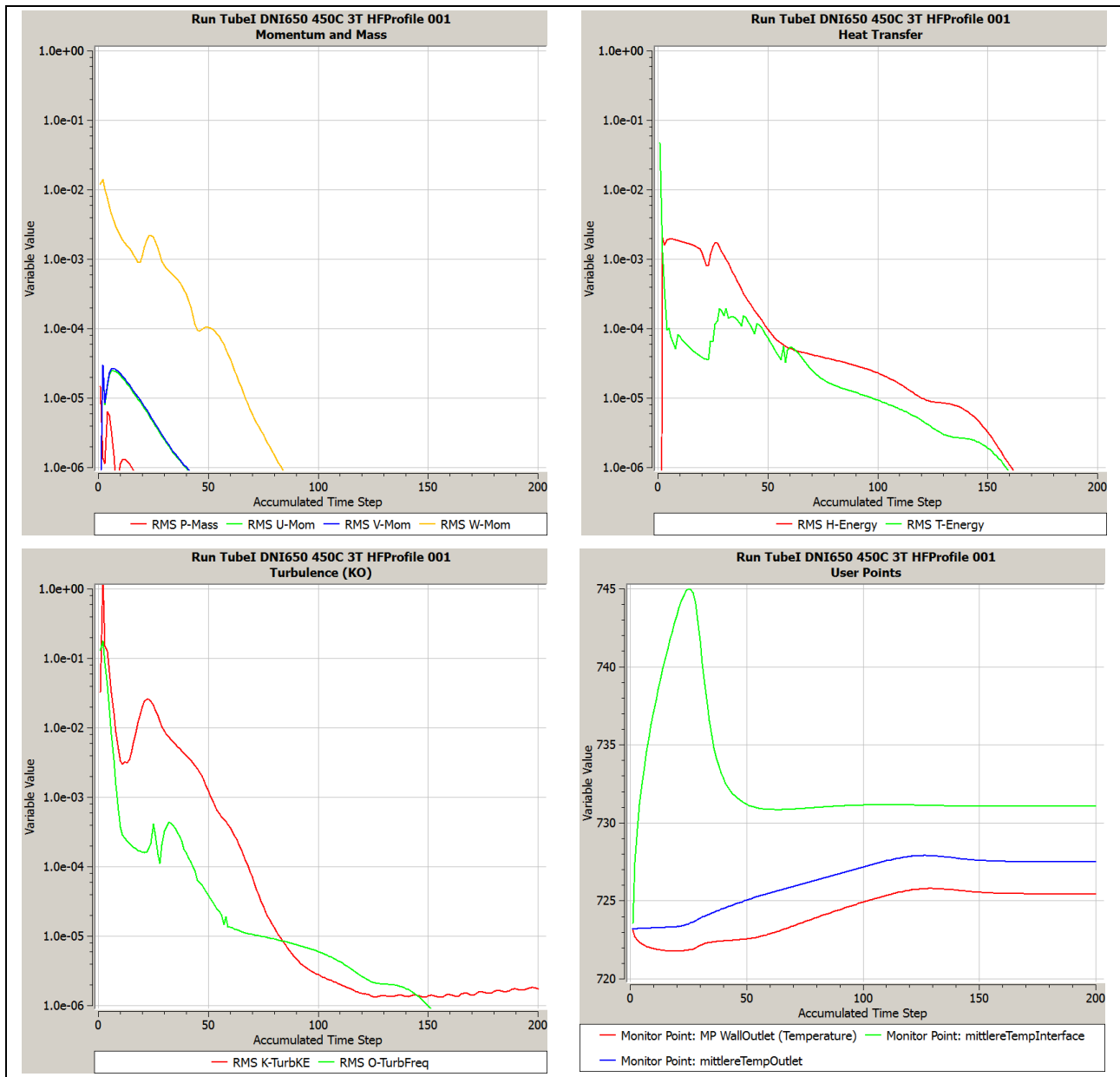


Abbildung B.4: Konvergenzverlauf (stationär, DNI 650 W/m²)

Simulation	stationär
Solare Einstrahlung (DNI)	650 W/m ²
Massenstrom	3,3 kg/s
Eintrittstemperatur	450° C
Turbulenzmodell	SST
Netz (Fluidbereich)	3
Rechenzeit	81 min

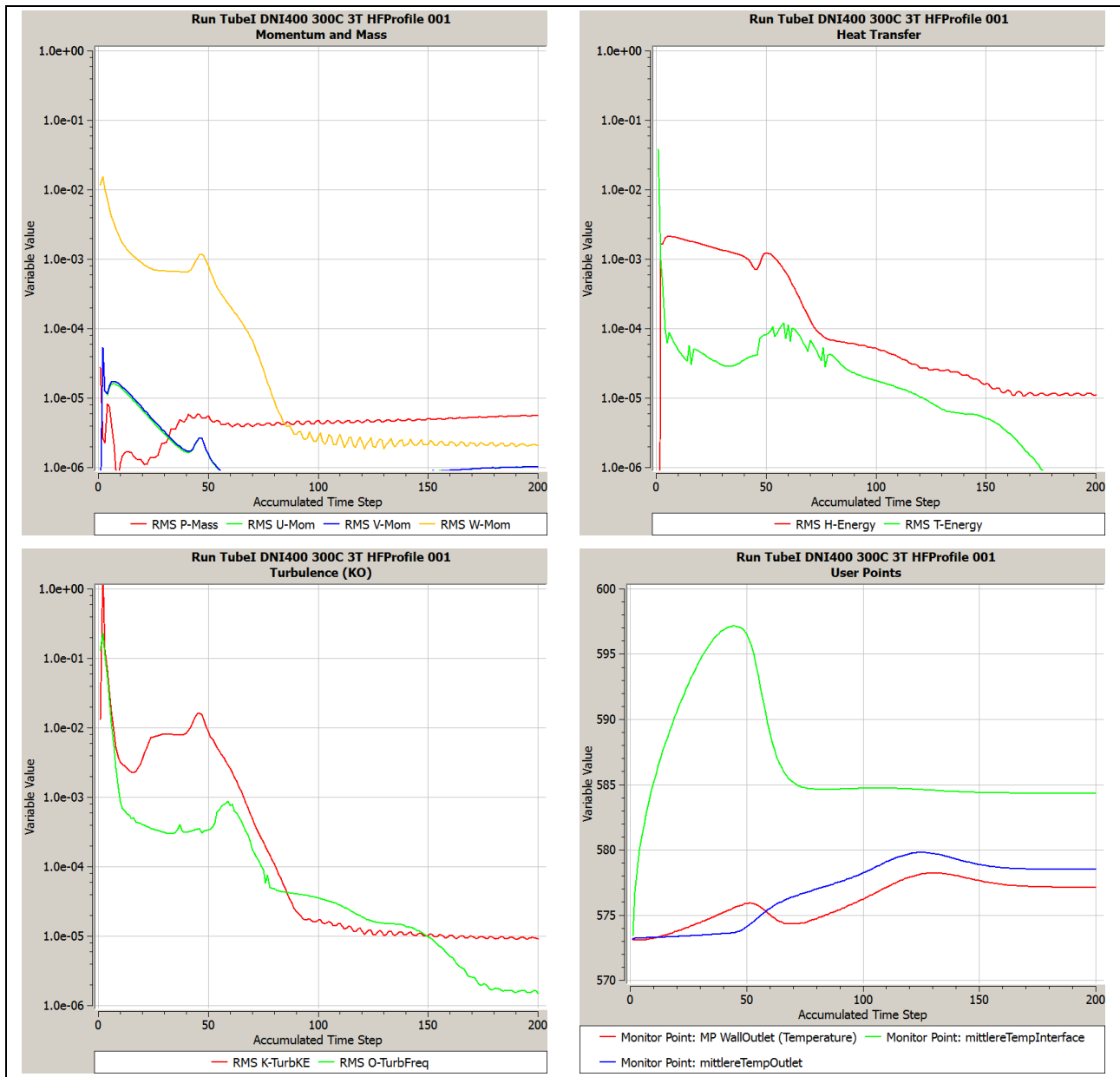


Abbildung B.5: Konvergenzverlauf (stationär, DNI 400 W/m²)

Simulation	stationär
Solare Einstrahlung (DNI)	400 W/m ²
Massenstrom	1,8 kg/s
Eintrittstemperatur	300° C
Turbulenzmodell	SST
Netz (Fluidbereich)	3
Rechenzeit	80 min

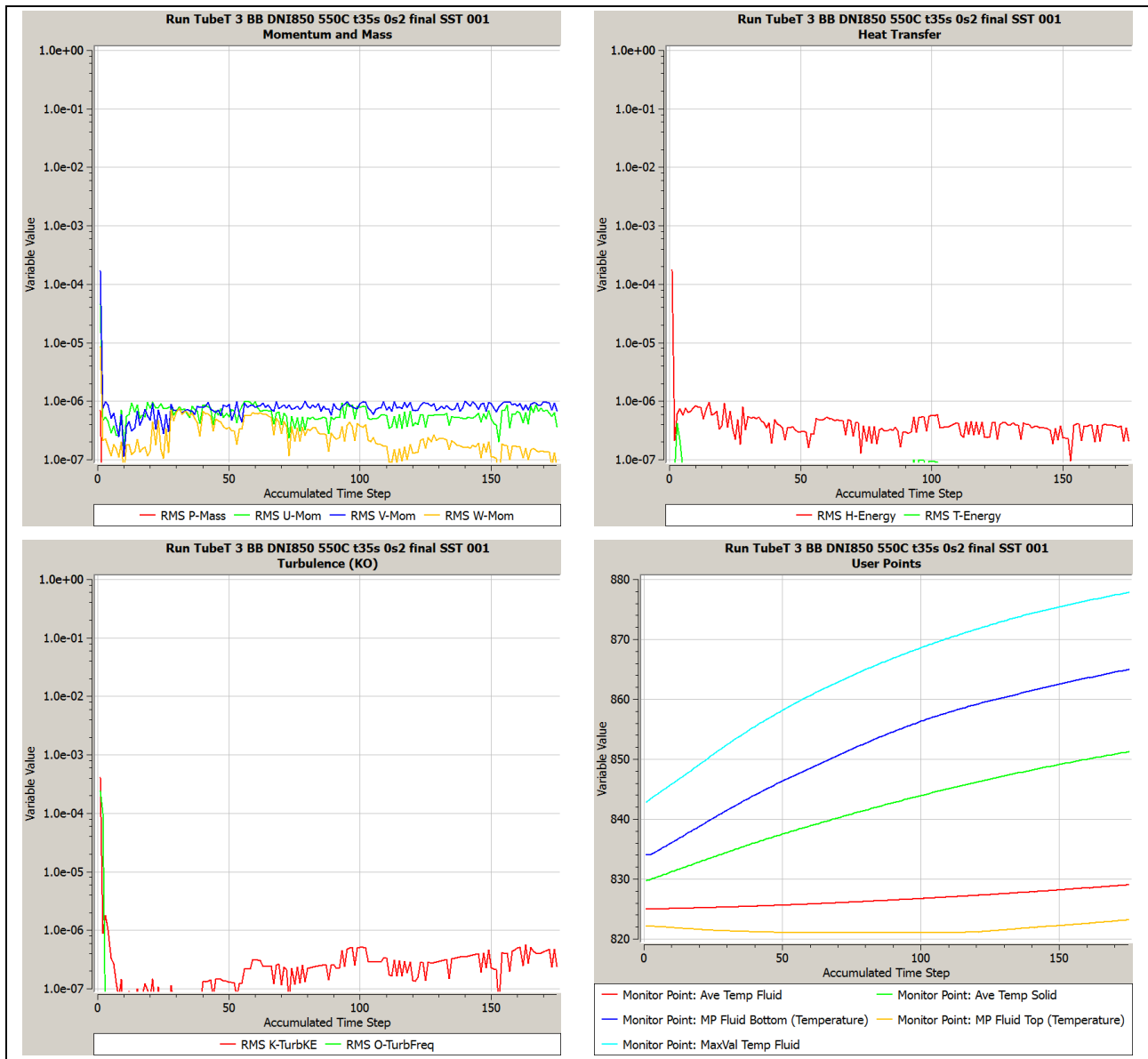


Abbildung B.6: Konvergenzverlauf (instationär, turbulent DNI 850 W/m²)

Simulation

instationär (35 s)

Zeitschritt

0,2 s

Solare Einstrahlung (DNI)

850 W/m²

Massenstrom

0 kg/s

Starttemperatur

aus stationärem Modell

Turbulenzmodell

SST

Netz (Fluidbereich)

C

Rechenzeit

31 min

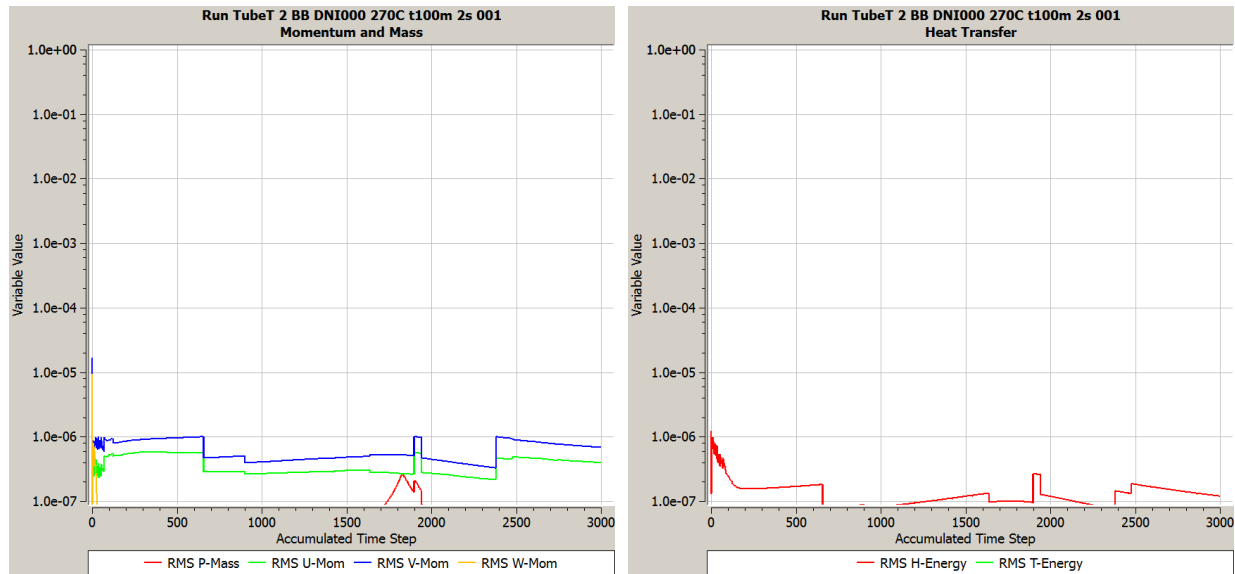


Abbildung B.7: Konvergenzverlauf (instationär, DNI 0 W/m²)

Simulation	instationär (100 min)
Zeitschritt	2 s
Solare Einstrahlung (DNI)	0 W/m ²
Massenstrom	0 kg/s
Starttemperatur	aus stationärem Modell
Turbulenzmodell	-
Netz (Fluidbereich)	B
Rechenzeit	197 min